

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Výměna podávacích válců navíječky plechu válcovací  
trati P 1500

Feed Rollers Replacement of the Sheet Rolling Mill P  
1500 Winding Machine

Student: Bc. Rudolf Tomšů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2011

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Rudolf Tomšů**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Výměna podávacích válců navíječky plechu válcovací tratě P 1500**  
**Feed Rollers Replacement of the Sheet Rolling Mill P 1500 Winding Machine**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení pro rychlovýměnu podávacích válců koncové bubnové navíječky širokopásové válcovací tratě P 1500. Maximální průměr podávacích válců je 610 mm, celková délka nastrojeného válce je 2400 mm a jeho celková hmotnost je 3600 kg. Navrhněte variantní řešení a nejvhodnější variantu rozpracujte.

### Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh rychlovýměny podávacích válců.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.

### Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

POKORNÝ, A. *Tvářecí stroje : navíječky, rozvíječky, svinovačky, značkovací, vázací stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB Ostrava, 1993. 148s. ISBN 80-7078-199-8.

Firemní literatura.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011.....

Rudolf Tomáš.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě. 23.5.2011

Rudolf Tomšů

podpis student

Jméno a příjmení autora práce: Rudolf Tomšů

Adresa trvalého pobytu autora práce: Trnava 327,763 18

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

TOMŠŮ, R. Výměna podávacích válců navíječky plechu válcovací tratě P 1500. Ostrava: Katedra výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 64s.

Diplomová práce, vedoucí práce Učeň, O.

Diplomová práce se zabývá návrhem výměny podávacích válců navíječky plechu válcovací tratě P 1500. V úvodu jsou nastíněny možné způsoby řešení a vybráno nejvhodnější řešení jímž je nůžkový zvedák s kolejnicovým vedením po kterém bude jezdit vozík sloužící k vytahování podávacího válce včetně ložiskových domků. Součástí práce je pevnostní výpočet nůžkového zvedáku a návrh příslušného hydraulického obvodu.

## **ANNOTATION OF THESIS**

Thesis is about technical construction of exchange feed rollers of the sheath rolling mill P 1500 winding machine. The introduction is about possible solutions and best solution is selected which is a scissor lift with a track for truck which will remove feed roller including ball bearing houses. Part of the thesis is a complete stress analysis and design of the hydraulic circuit.

## Obsah

	strana
Obsah .....	6
Seznam použitých značek .....	8
1. Úvod.....	14
2. Popis problému a výrobního závodu .....	15
2.1 Popis technologie výroby.....	15
2.2 Uvedení do problému.....	17
3. Návrhy řešení a postup demontáže .....	20
3.1 Rešerše zařízení sloužících k výměně válců na pracovních stolicích ..	20
3.2 Postup současné demontáže válců .....	25
3.3 Návrh nového postupu demontáže válců .....	28
4. Rozbor sil působící na nůžkový zvedák .....	31
4.1 Zjištění reakcí v jednotlivých podporách.....	31
4.2 Vnitřní statické účinky .....	36
4.3 Pevnostní kontrola ramen .....	38
4.4 Výpočet velikosti čepu v bodu E .....	43
4.5 Výpočet pevného čepu v bodě B .....	45
4.6 Výpočet posuvného čepu v bodě A .....	46
4.7 Výpočet velikosti čepu v bodu F pro hydraulický píst .....	48
4.8 Výpočet velikosti čepu v bodu C .....	49
4.9 Kontrola svaru pro uchycení ovládacího hydraulického válce .....	51
5. Návrh Hydraulického obvodu.....	55

5.1	Návrh hydromotorů s pohonnou stanicí .....	57
6.	Závěr .....	60
7.	Seznam použitých zdrojů .....	61
8.	Seznam příloh .....	63

### Seznam použitých značek

$a$	Délka ramene, na kterém působí ovládací síla	[mm]
$a_C$	Rameno ohybových momentů	[mm]
$a_s$	Délka nosného průřezu svaru	[mm]
$a_s$	Konstanta pro daný druh oceli	[1]
$b$	Vnitřní šířka profilu	[mm]
$b_s$	Konstanta pro daný druh oceli	[1]
$B$	Vnější šířka profilu	[mm]
$d_\epsilon^B$	Výpočtový průměr čepu v místě B	[mm]
$d_\epsilon^C$	Výpočtový průměr čepu v místě E	[mm]
$d_\epsilon^E$	Výpočtový průměr čepu v místě E	[mm]
$d_p$	Průměr pístnice	[mm]
$D$	Průměr otvoru v místě C	[mm]
$D_p$	Průměr pístu	[mm]
$D_v$	Minimální vypočtený průměr pístu	[mm]
$F_1, F_2$	Zatěžující síly od naloženého vozíku	[N]
$F_O$	Výsledná ovládací síla působící na píst	[N]



$F_O^*$	Kolmá reakce ovládací síly na rameno	[N]
$F_{x\max}$	Výpočtová maximální síla působící na HM	[N]
$F_t$	Minimální třecí síla k tažení vozíku	[N]
$h$	Vnitřní výška profilu	[mm]
$H$	Vnější výška profilu	[mm]
$i$	Počet rolen na vozíku	[1]
$i_h$	Počet hydromotoru v systému	[1]
$J_Y$	Polární moment k ose y	[mm <sup>4</sup> ]
$k_S$	Dovolená statická bezpečnost	[1]
$k_S^{C-C}$	Výsledná bezpečnost v místě C	[1]
$k_S^{F-F}$	Výsledná bezpečnost v místě F	[1]
$l_A$	Délka ramene ohýbající síly	[mm]
$l_B$	Délka ramene ohýbající síly	[mm]
$l_E$	Délka ramene ohýbající síly	[mm]
$L$	Délka ramene nůžkového mechanismu	[mm]
$L_{Red}$	Redukovaná délka prutu	[mm]
$Mo_{MAX}$	Maximální ohybový moment	[N.mm]
$M_O^A$	Ohybový moment v místě A	[N.mm]

$M_o^B$	Ohybový moment v místě B	[N.mm]
$M_o^{C-C}$	Ohybový moment v místě C	[N.mm]
$M_o^E$	Ohybový moment v místě E	[N.mm]
$M_o^{F-F}$	Ohybový moment v místě F	[N.mm]
$M_o^I$	Ohybové moment v tečné rovině	[N.mm]
$M_o^{II}$	Ohybové moment v normálové rovině	[N.mm]
$Mo_{RED}^C$	Redukovaný ohybový moment	[N.mm]
$n$	Otáčky elektromotoru	[min <sup>-1</sup> ]
$N_{MAX}$	Maximální normálová síla	[N]
$p^E$	Vypočítaný tlak v přírubách	[MPa]
$p_d$	Dovolený tlak; volím pro čep i závěs dle	[MPa]
$p_{otl1}$	Tlak vyvíjený na oko hydromotoru a čepu	[MPa]
$p_{otl2}$	Tlak vyvíjený na závěs hydromotoru a čepu	[MPa]
$P$	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
$Q_v$	Průtok čerpadla	$\left[ \frac{\text{dm}^3}{\text{min}^{-1}} \right]$
$R_A$	Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep A	[N]
$R_B$	Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep B	[N]

$R_E$	Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep E	[N]
$R_r$	Poloměr rolny	[m]
$R_2^*$	Přepočet síly do ramene	[N]
$R_{Bx}, R_{Cx}, R_{Ex}, F_O$	Výsledné reakce v ose x	[N]
$R_{Ay}, R_{By}, R_{Cy}, R_{Ey}$	Výsledné reakce v ose y	[N]
$s$	Šířka příruby	[mm]
$S_p$	Plocha profilu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_2$	Výpočtová plocha HM	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{SK}$	Skutečná plocha mezikruží	[mm <sup>2</sup> ]
$T_{MAX}$	Maximální tečná síla	[N]
$v_x$	Rychlost vysouvání hydromotoru	[m.s <sup>-1</sup> ]
$V_g$	Geometrický objem čerpadla	[cm <sup>3</sup> ]
$W_O^A$	Modul průřezu v ohybu v místě A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_O^B$	Modul průřezu v ohybu v místě B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_O^{C-C}$	Modul průřezu v ohybu v místě C	[mm <sup>3</sup> ]
$W_O^E$	Modul průřezu v ohybu v místě E	[mm <sup>3</sup> ]
$W_O^{F-F}$	Modul průřezu v ohybu v místě F	[mm <sup>3</sup> ]

$\beta$	Součinitel tloušťky koutového svaru	[1]
$\varphi$	Úhel svírající rameno s rámem	[°]
$\eta_{QHG}$	Účinnost průtoková čerpadla	[1]
$\eta_c$	Účinnost elektromotoru	[1]
$\eta_{QHM}$	Účinnost průtoková hydromotoru	[1]
$\lambda$	Štíhlostní poměr	[1]
$\lambda_{KR}$	Kritický štíhlostní poměr	[1]
$\sigma_u$	Napětí na mezi úměrnosti	[MPa]
$\sigma_{Tet}$	Tetmajerovo napětí	[MPa]
$\sigma_{KR}$	Kritické napětí	[MPa]
$\sigma_D$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_O^{C-C}$	Výsledné ohybové napětí v místě C	[MPa]
$\sigma_O^{F-F}$	Výsledné ohybové napětí v místě F	[MPa]
$\sigma_D^{C-C}$	Dovolené napětí v místě C	[MPa]
$\sigma_{RED}^{C-C}$	Redukované napětí v místě C	[MPa]
$\sigma_D^{F-F}$	Dovolené napětí v místě F	[MPa]
$\sigma_{RED}^{F-F}$	Redukované napětí v místě F	[MPa]

$\sigma_O^E$	Výsledné ohybové napětí v místě E	[MPa]
$\sigma_O^B$	Výsledné ohybové napětí v místě B	[MPa]
$\sigma_O^A$	Výsledné ohybové napětí v místě A	[MPa]
$\sigma_{RED}$	Složené redukované napětí	[MPa]
$\tau_{\perp}$	Napětí od kolmo působící síly	[MPa]
$\tau_{//}$	Napětí od rovnoběžně působící síly	[MPa]
$\xi$	Rameno valivého odporu	[m]

## 1. Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout zařízení pro efektivnější postup výměny podávacích válců navíječky válcovací tratě Steckel P 1500. Současný stav nevyhovuje především zdlouhavou demontáží okolního ústrojí, bez tohoto odstrojení není možné vytáhnout válců jeřábem.

Úvodní část práce obsahuje rešerši, která se zabývá možnými způsoby výměny podávacích válců, rešerše obsahuje především řešení výměny válců válcovací stolice. Nejvhodnějším řešením bylo navrhnout nůžkový zvedák ovládaný pomocí dvou hydromotorů. Zvedák bude obsahovat kolejnicové vedení, po kterém bude jezdit vozík sloužící k vytažení vždy jednoho válce. Pohyb tohoto vozíku bude zajišťovat teleskopický hydromotor

## 2. Popis problému a výrobního závodu

Diplomovou práci vypracovávám ve spolupráci se závodem č. 14, který se zabývá válcováním plochých výrobků za tepla. Závod patří společnosti Arcelor Mittal Ostrava a.s. (dříve Ispa Nová huť, a.s. Ostrava), který je největším hutním podnikem v České republice a je součástí v současné době největšího světového výrobce oceli - společnosti Mittal Steel.

V tabulce 1 jsou uvedeny základní rozměry z výrobního sortimentu. Na trati se válcují především tenké plechy, které se navíjí na navíječku. Je však možné i válcovat tlusté plechy do maximální tloušťky 15 mm, avšak omezené délkou.

**Tabulka 1 Vyráběné rozměry na širokopásové trati P – 1500 Steckel [11]**

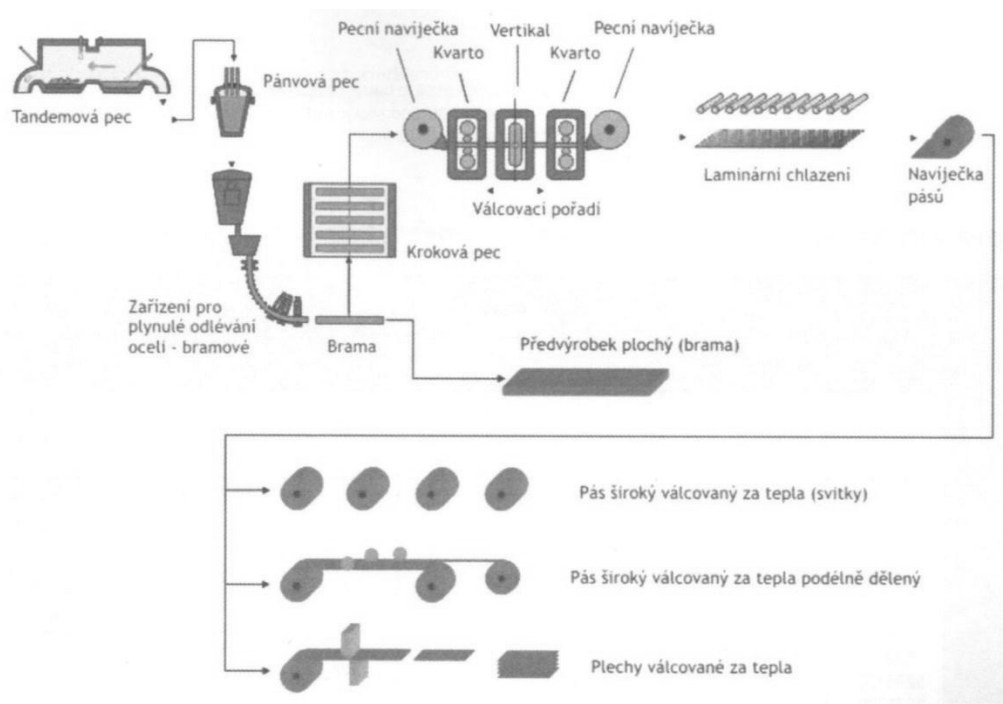
Typ	Šířka pásu	Minimální tloušťka pásu	Rozměry svitku		
			Vnitřní průměr	Vnější průměr	Specifická hmotnost
	[mm]	[mm]	[mm]		
Pás široký válcovaný za tepla	980<1050	1,5	cca 762	min. 1400  max. 2100	Dle požadované šířky 18 – 21 kg/mm šířky pásu (max. 33 tun)
	>1050<1200	1,6			
	>1200<1250	1,8			
	>1250<1550	2,5			

### 2.1 Popis technologie výroby

Ocel pro výrobu plochých výrobků je vyráběna v závodě 13 – Ocelárna s kyslíkovým procesem ve 200 tunových sklopných tandemových pecích. Kde základ vsázky je tvořen ze 2/3 tekutým surovým železem a zbývající podíl kovové vsázky je tvořen ocelovým odpadem, šrotem nebo pevným surovým železem.

Tekutá ocel v licích pánvích je převážecími vozy dopravována do prostoru Minihutě, kde je tekutá ocel dále mimopecně zpracována na pánvové peci. Po ukončení sekundárního zpracování oceli na stanovišti pánvové pece je lící pánve s tekutou ocelí umístěna do otočného lícího stojanu na zařízení plynulého odlévání a z lící pánve je ocel odlévána přes mezipánve do krystalizátoru.

Plynule litý předlitek plochý je válečkovým dopravníkem dopraven v teplém stavu ke krokové přehřívací a vyrovnávací peci. Po ohřátí na válcovací teplotu jsou plynule lité předlitky dopravovány do prostoru válcovacích stolic válcovny P – 1500 Steckel. Po zbavení okují je plynule litý předlitek zaveden do dvoustolicové tandemové vratné válcovací tratě s jednou vertikálně pěchovací stolicí. Válcovací trať je vybavena dvěma pecními navíječkami, které zrovnoměrní teplotu válcovaného pásu a zmenšují ochlazování pásu v průběhu válcování. Vlastní proces válcování je plně automatizován. Schéma výrobní linky je uvedeno na obrázku 2.2.



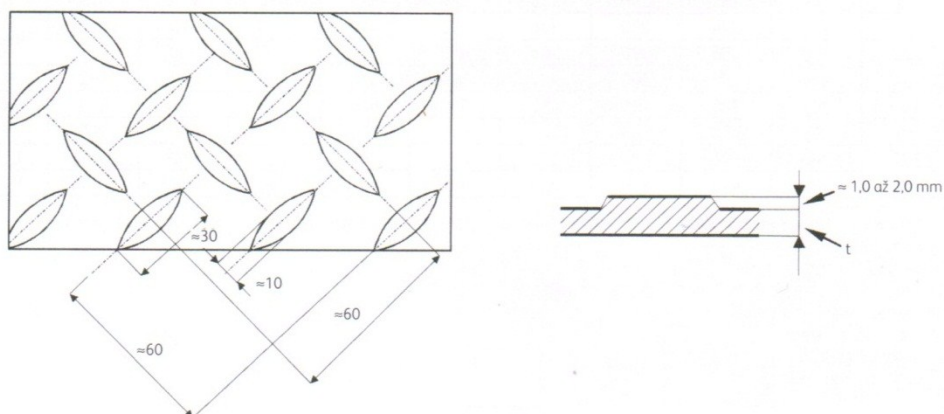
Obrázek 2.1 Schéma výrobního procesu výroby pásu plechu [11]



## 2.2 Uvedení do problému

Řešený konstrukční uzel je součástí navíječky plechů, nachází se těsně před samotným navíjecím trnem, jedná se o unášecí válce koncové navíječky, které brzdí navíjený pás plechu a tím v pásu plechu vytvářejí tah, který zaručuje kvalitní navinutí pásu plechu na svitek.

Nejběžnějším produktem jsou tenké plechy a pásy tzn. s tloušťkou menší než 2,5 mm a pásy a plechy s oválnými výstupky nazývá se také slzičkový plech, nebo taky rýhovaný plech (obrázek 2.3). Tyto výstupky vyčnívají nad základní pás plechu 1 až 2 mm. Předepsaná povrchová tvrdost válce je v rozmezí 48 – 52 HRC. To je zaručeno speciálním návarem RD 524 na površích těchto válců. Tento návar je složen z manganovo-křemičitého taviva nanášený plněnými drátovými profily, zaručuje odolnost vůči abrazi a adhezi při cyklickém tepelném a dynamickém namáhání.



Obrázek 2.2 Schéma oválných výstupků na páse plechu [11]

I přes tyto speciální úpravy dochází k negativním otiskům žebříkové oceli (obrázek 2.4) do těchto podávacích válců. I přesto že se nejedná o pracovní válce stolice, je mezi válcem a pásem plechu vyvinut dostatečný tlak, aby tyto výstupky se vtiskly do rovného pásu plechu. To snižuje jakost a kvalitu povrchu plechu, nad nepřipustnou hranici. Je tedy nutné pro válcování plechů žebříkové oceli použít sadu válců, která se vždy používá jen pro válcování těchto plechů, u kterého není takový požadavek na kvalitu povrchu.



Obrázek 2.3 Detail narušné povrchu válce od žebírkové oceli



Obrázek 2.4Detail povrchu opotřebovaného válce, ale nenarušeného od žebírkové oceli

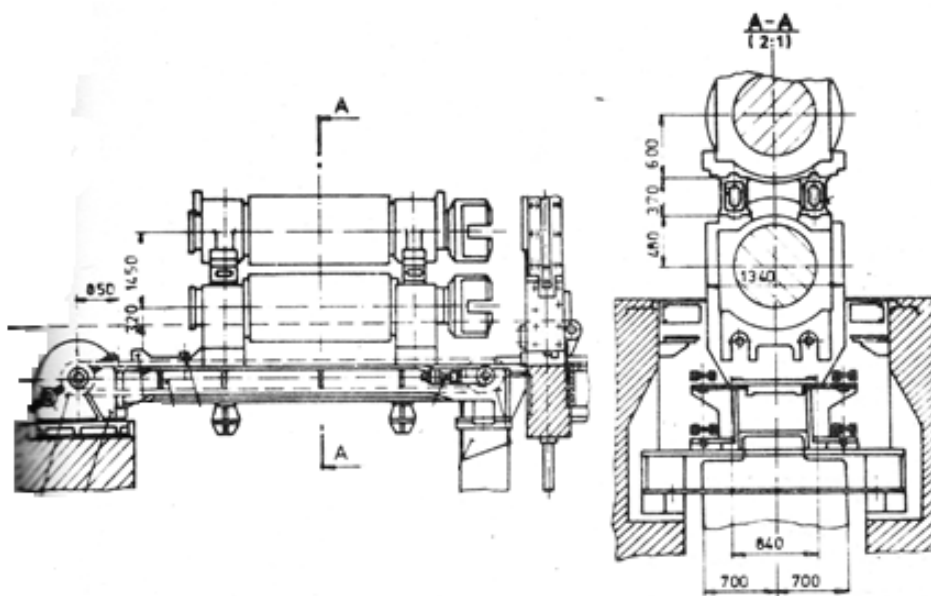
Musí tedy dojít k výměně podávacích válců koncové navíječky za vhodný pár (obrázek 2.5). **Kompletní výměna a ustavení obou válců trvá obvykle kolem 16 hodin.** Dříve docházelo k výměně válců zhruba po půl roce a vyválcování všech

objednávek do té doby, případně naskladnění malého množství výrobků. Ovšem v důsledku potřeb trhu a nemožností naplánovat válcované množství až půl roku dopředu, dochází k mnohem častějším výměnám a tím i k dlouhým odstávkám na válcovací trati. Vznikl tedy požadavek na zkrácení času výměny těchto válců.

## 3. Návrhy řešení a postup demontáže

### 3.1 Rešerše zařízení sloužících k výměně válců na pracovních stolicích [8]

Při výměně válců jsem se nechal inspirovat výměnou pracovních válců na válcovací stoličce. U nových konstrukcí jemných a středních profilových tratí a také u drátových tratí se používá místo úplné výměny válců výměna celých válcovacích stolic. Náhradní stolice se včas připraví a seřídí na potřebné parametry válcování. Výměna proběhne tak, že se jeřábem předem připravená a seřízená stolice rychle zamění za stoličce v trati. Podstatně složitější je provádění výměny válců u velikých stolic se stojany uzavřeného typu. V takovém případě se válce pomocí různých přípravků a zařízení vytahují ze stolic v horizontální poloze, přemísťují se jeřábem a na jejich místo se dávají opravené válce.

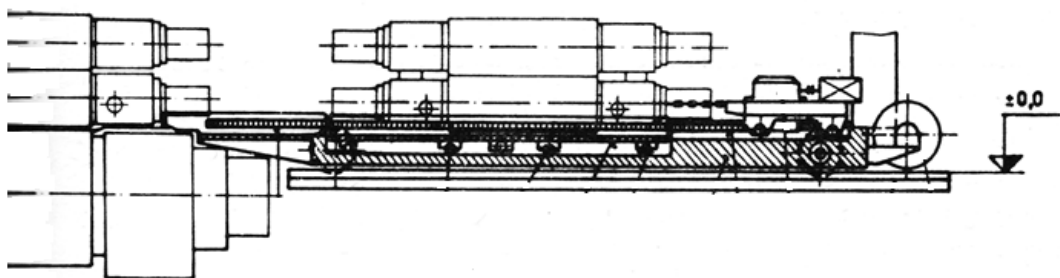


Obrázek 3.1 Řetězový mechanismus pro výměnu obou válců blumingu 1300 [8]

Na obrázku 3.1 je znázorněn řetězový mechanismus pro kompletní výměnu válců s ložiskovými tělesy a ložisky blumingu. Mechanismus je umístěn pod hutní úrovní válcovny a je zakrytován z horní části ocelovými deskami. Po vodicích plochách se pohybuje vahadlo, spojené pomocí kloubů s články řetězu. Hnací řetězová kola jsou

umístěna na konci pomaluběžného hřídele převodové skříně poháněné elektromotorem. Rychlost pohybu řetězu je  $50 \text{ mm.s}^{-1}$  a zdvih vahadla činí 6125.

Při výměně válců se mezi ložisková tělesa umísťují rozpínací kostky, na kterých je umístěn horní válec s ložisky a ložiskovými tělesy. Po vytažení následuje zvednutí komplexu jeřábem. Nový komplex se v obráceném postupu zasouvá do stolice. Výměna válců trvá 30 až 40 minut a provádí se při plánovaných opravách.

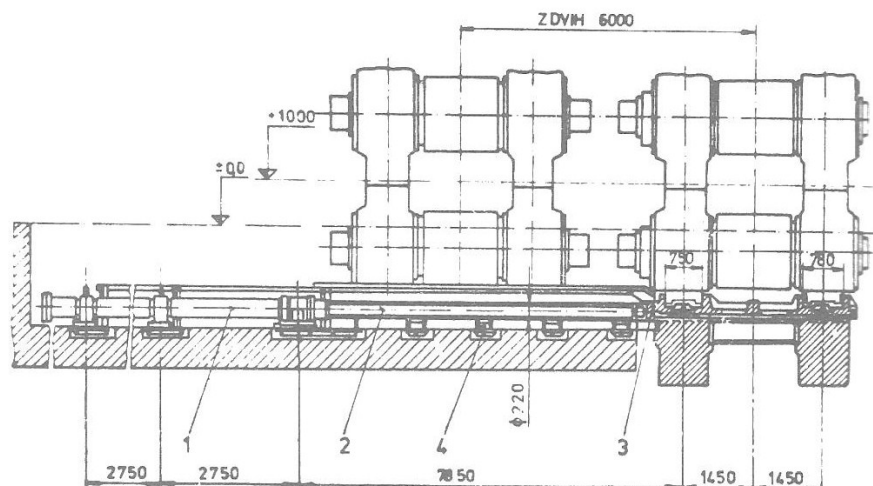


**Obrázek 3.2 Zařízení pro výměn sady pracovních válců čtyřválcové stolice spojité širokopásmové tratě 2000 [8]**

Nejnověji se provádí výměna pomocí speciálního podvozku znázorněného na obrázku 3.2, který se pohybuje po kolejkách kolmo k ose válcování. Na podvozku je umístěn vozík s elektrickým pohonem (přívod elektrického proudu je zajišťován kabelem navinutý na buben) a ozubeným hřebenem (do něhož zabírá pastorek pohonu) s bočními vodítky. Komplex válců s ložiskovými tělesy se vytahuje ze stolice na plošinu. Tato plošina se pak prostřednictvím svého pohonu a uložení na kladičkách přemísťuje ve směru rovnoběžném s osou válcování napříč podvozku. Na plošině je však ještě před vytažením válců ze stolice umístěna nová sada pracovních válců v poloze vhodné pro zasunutí do stolice, tím je umožněno po správném navedení plošiny vzhledem ke stolici okamžité zasunutí nové sady pracovních válců. K výměně válců je zapotřebí 5 – 7 minut. Podvozek se pak pohybuje po kolejkách vpravo od válcovací stolice a opotřebené pracovní válce se odvázejí jeřábem k opravě

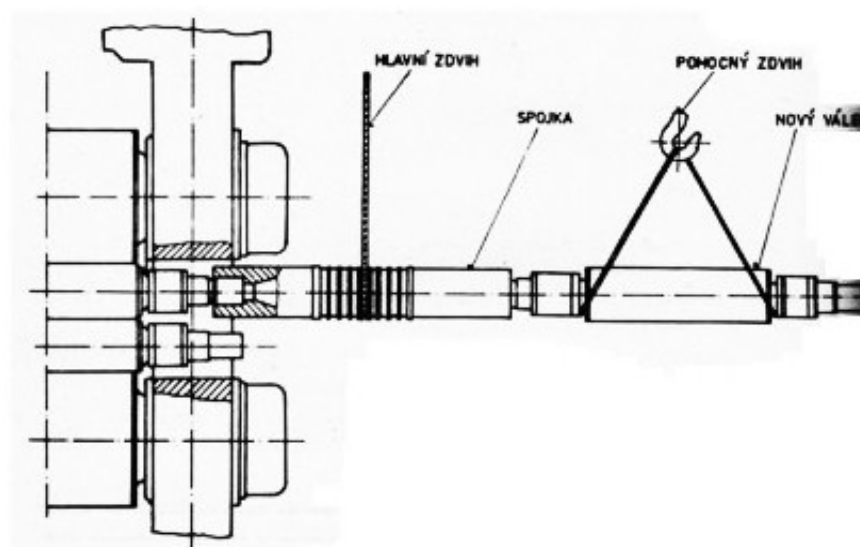
Pro přesné natočení lopat na válci (drážkování), za účelem snadného napojení válců s kloubovými vřeteny a pohonu v jakékoliv poloze, je příslušenstvím stolice speciální zařízení, které umožňuje otáčet vřeteny a přesně je ustavovat do takové polohy vzhledem k lopatkám (drážkování) na válcích, aby při zasouvání nové sady válců do stolice došlo k také k snadnému spojení válců s vřeteny.

Výměna opěrných válců se provádí 1 až 2 krát za měsíc pomocí dlouhého hydraulického válce, jehož pístnice má zdvih 5 až 6 metrů (obrázek 3.3). Po vytažení pracovních válců ze stolice (společně s ložiskovými tělesy) se horní opěrný válec spouští dolů, při tom se jeho ložisková tělesa spojují s ložiskovými tělesy spodního opěrného válce (pomocí čtyř podložek) vložených mezi ložisková tělesa spodního opěrného válce. Komplet obou opěrných válců s ložiskovými tělesy se pístnicí válce vytahuje ze stolice po vedeních umístěných po bocích sání a položených na příčnicích. Po vytažení kompletu ze stolice se válce s ložiskovými tělesy dopravují k opravě jeřábem. Nový komplet válců se ustavuje jeřábem na vedeních a zasouvá se pístní tyčí do oken stojanu válcovací stolice. Celá operace výměny kompletu opěrných válců vyžaduje 15 až 20 minut. Tlak kapaliny v hydraulickém válci je při pracovní funkci roven 20 MPa (při vytahování), nebo 10 MPa (při zasouvání do stolice)



**Obrázek 3.3 Zařízení pro výměnu sady opěrných válců čtyřválcové stolice spojité širokopásové tratě 2000**

Výměna pracovních válců u stolice kvarto je poměrně jednoduchá protože hmotnost stolice s ložiskovými tělesy je poměrně malá. Výměna pracovních válců se provádí pomocí spojky a vahadla s protizávažím (obrázek 3.4), které tvoří nový nebo předbroušený pracovní válec s ložiskovými tělesy, za pomoci jeřábu.



**Obrázek 3.4 Vahadlová výměna pracovního válce kvartostolice [8]**

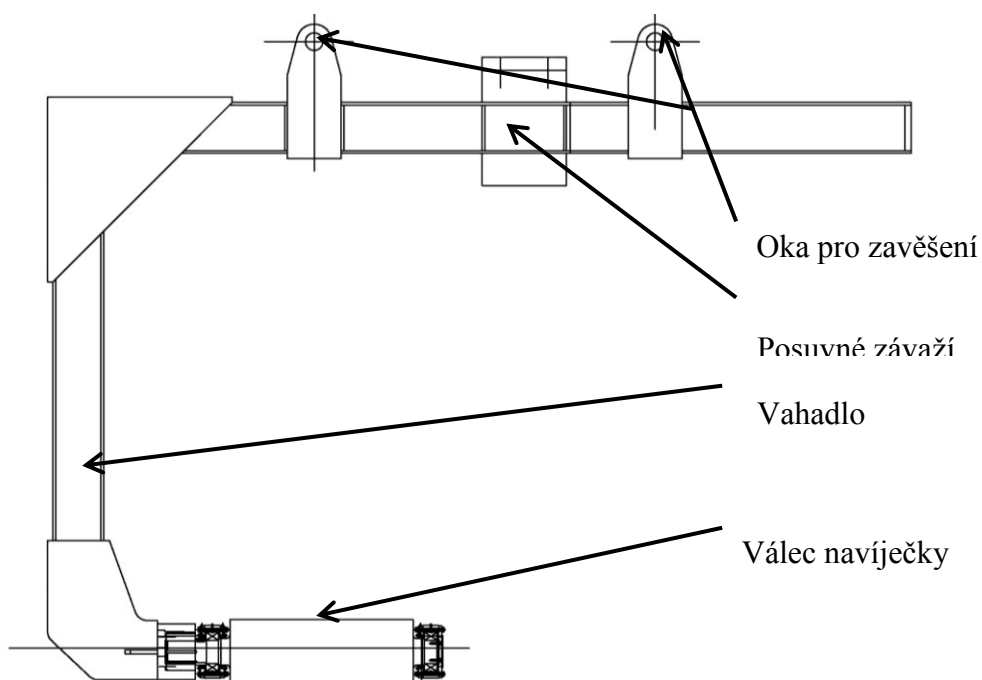
Po vyjmutí pracovního válce ze stolice (pojezdem jeřábové kočky) se pomocí hlavního a pomocného zdvihu jeřábu spustí celý komplet obou válců (starý a nový) se



spojkou nad podlahu válcovny, odpojí se pomocný zdvih a obsluha otočí kolem lana hlavního zdvihu válece tak, aby se stejnou cestou jako při vyjímání avšak v opačném směru zasunul nový válec do stolice. Pak se pomocí obou zdvihů a pojezdu jeřábové kočky odpojí spojka s výměnným válcem (který je odvozen k opravě a přebroušení) a opakuje se popsáný postup při výměně spodního pracovního válce stolice.

Na základě výše zmíněného postupu jsem chtěl vypracovat podobné zařízení, nemohlo se jednat o stejný princip, protože v hale není dostatek místa na rotaci kolem hlavního zdvihu. Vymyslel jsem proto princip založený na principu vahadla (obrázek 3.5), které by bylo zavěšeno na jeřábu. Toto vahadlo by mělo v horní části vyvažovací část, která by udržovala vahadlo v rovnoběžném stavu se zemí ať už ve stavu s válcem či bez něj. Válce by byly vytahovány po jednom kuse kolmo na válcovací trať. Bylo by pouze nutné odepnout kardany z pohonu a poté spojit vahadlo s válcem. Po konzultaci s konzultantem p. Šimšou jsem se dozvěděl, že podobné zařízení už v hale fungovalo, ovšem demontáž pomocí něho trvala ještě déle než doposud v důsledku špatné manipulace s ocelovým vahadlem, které bylo přes šest metrů vysoké.





Obrázek 3.5 Princip vytahování vahadlem [17]

## 3.2 Postup současné demontáže válců

Současný postup při výměně válců je shrnut v následujících krocích:

- *Horní válec*
  1. Demontáž zaváděcích pravítek



Obrázek 3.6 Zaváděcí pravítko usazeno v ose válce



Obrázek 3.7 Zaváděcí pravítka usazený kolmo k ose válce

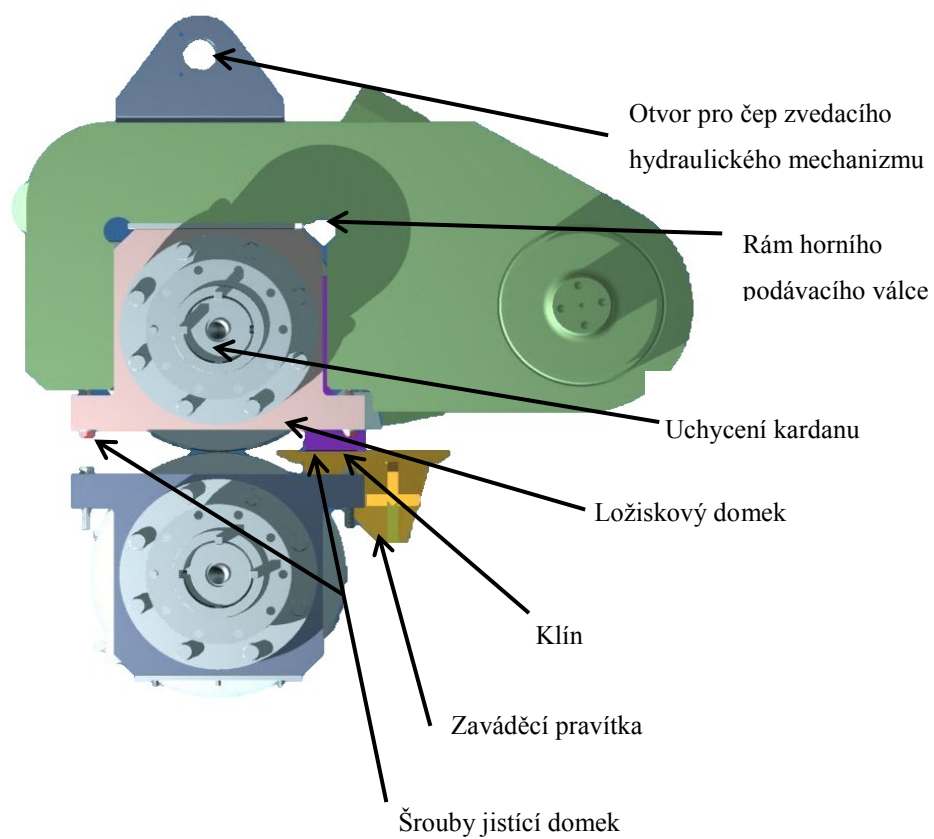
2. Demontáž pancíře chránící hydraulický mechanismus pro zvedání horního válce
3. Ve směru válcování po válečkové trati vjede 50 mm silná ocelová deska, na kterou se položí horní válec a tím se odlehčí jeho uložení
4. Vytáhnou se dva čepy jisticí hydromotor
5. Zvednutí a odstavení celého rámu válce včetně ložiskových domků s válcem



**Obrázek 3.8 Horní válec včetně uložení**

- *Dolní válec*

1. Odjištění a vytažení dvou klínů jisticí ložiskové domky
2. Demontáž šroubů jisticí ložiskový domek
3. Vytažení jeřábem spodního válce včetně ložiskových domků



Obrázek 3.9 Popis hlavních částí při výměně válců

### 3.3 Návrh nového postupu demontáže válců

Největší možné časové úspory lze dosáhnout tehdy, pokud se nebude muset demontovat celý naklápěcí rám horního válce jako doposud. Při vypracování řešení jsem našel několik vhodných způsobů jak vytáhnout válec kolmo k ose válcování. Došel jsem k závěru, že se jedná o jediné možné konstrukční řešení. Není nutné navrhovat zařízení, které by vytahovalo oba dva válce současně, jelikož k výměnám nedochází tak často a tím i v celkovém součtu nedochází k dlouhým prostojům na trati. A taky vzhledem k nedostatečnému prostoru v okolí podávacích válců a snaze se vyhnout mohutnému zařízení, které by nejspíš vyžadovalo větší úpravy haly včetně zapuštění zařízení do podlahy.

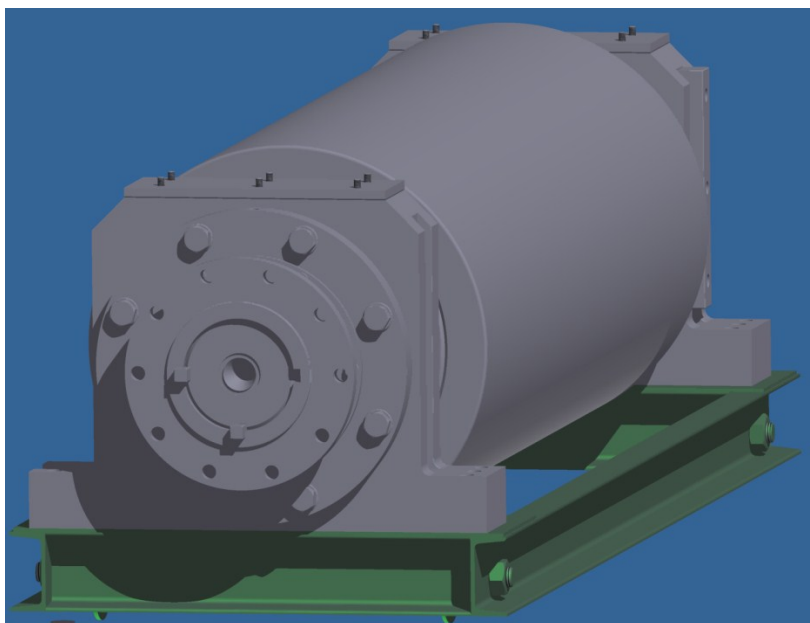
Moje řešení spočívá v návrhu horizontálního dvojitého nůžkového mechanismu, který bude zvedat kolejové vedení, na kterém bude popojíždět kolejový vozík (obrázek 3.11), na který se umístí vždy jeden válec navíječky včetně ložiskových domků a po kolejovém vedení vyjede, případně se zasune nový válec. Pohon tohoto vozíku bude realizován pomocí vícestupňového hydraulického válce, který bude spojen s rámem nůžkového zvedáku a vozíkem.

Na obrázku 3.10 je detail otvoru, který slouží pro připojení kardanů od pohonu. Šířka tohoto okna je 710 mm, avšak šířka navrhnutého vozíku je 760 mm. Stávající otvor se musí rozšířit na 780 mm, aby vozík měl, i malou rezervu po stranách.

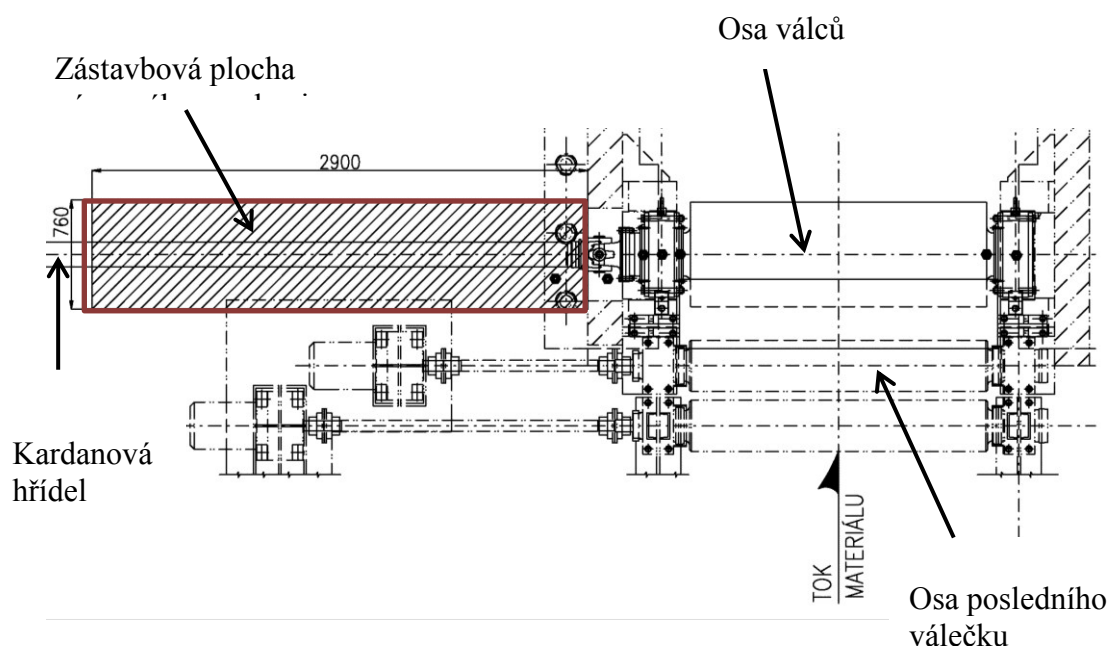
Bude muset i dojít k malé úpravě na ložiskových domcích, tak aby došlo k eliminaci klínů, které by při stávajícím uspořádání nešly vytáhnout ven. Řešení jsem našel již ve dříve zpracovaných výkresech firmy Tippins, tento výkres sestavy uložení je uveden v příloze.



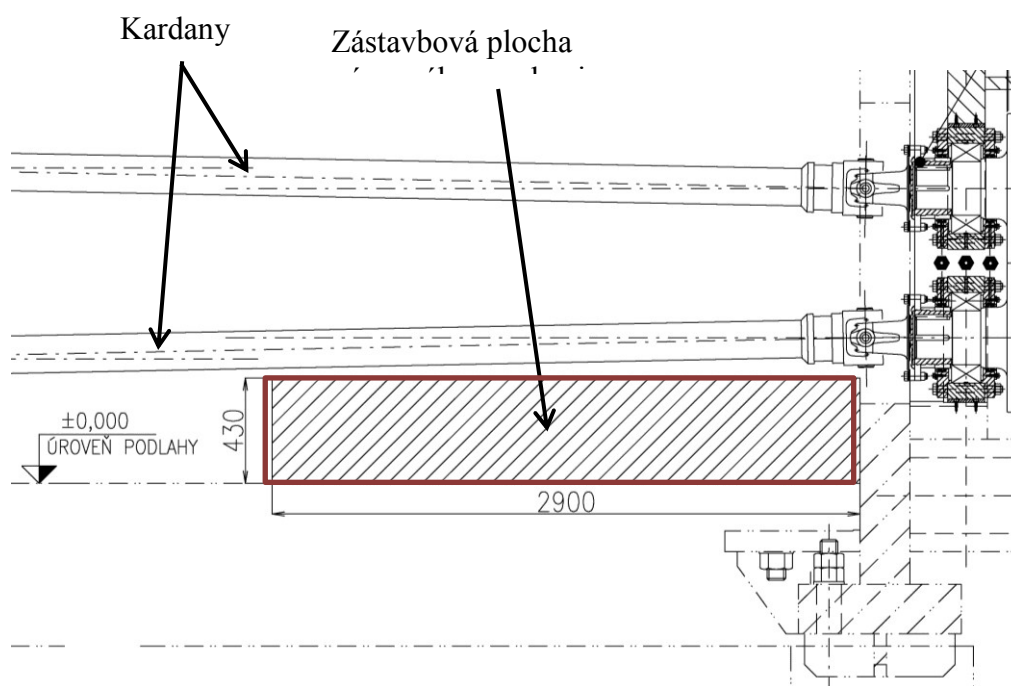
**Obrázek 3.10 Otvor v rámu navíječky, kterým se budou vytahovat válce**



**Obrázek 3.11 Vyrenderovaný pohled na vozík s válcem**



Obrázek 3.12 Půdorys zástavbové plochy zvedacího stolu [17]



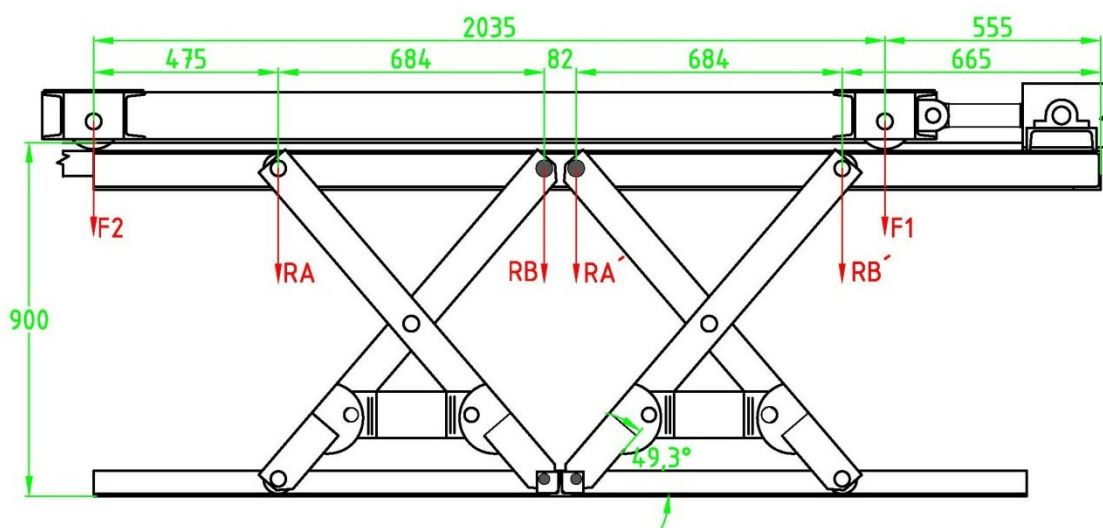
Obrázek 3.13 Bokorys zástavbové plochy zvedacího stolu [17]



## 4. Rozbor sil působící na nůžkový zvedák

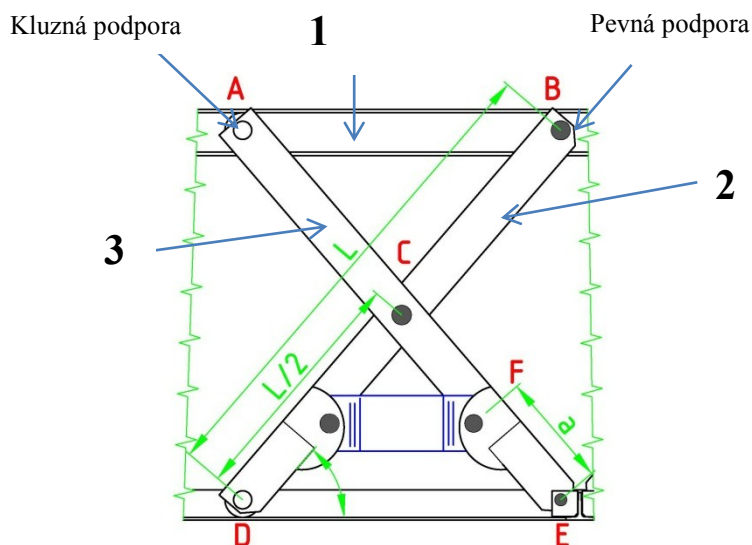
### 4.1 Zjištění reakcí v jednotlivých podporách

Vzhledem k posouvajícímu se zatížení na kolejové trati, dochází ke změně hodnot v jednotlivých reakcích. Proto provedu výpočet při maximálním zatížení od vozíku. Tento stav nastane, tehdy když vzdálenost pojezdové koleje je od hutní úrovně (podlahy) 900 mm. Tehdy dojde k vyrovnání kolejí na vozíku s pevnými kolejemi, které jsou připevněny k ocelové desce umístěné na válečcích válcovací tratě. Právě tehdy může vozík přejet přes předěl mezi kolejemi. Tomuto znázornění odpovídá obrázek 4.1, na kterém jsou uvedeny skutečné rozměry při koncové pracovní poloze.

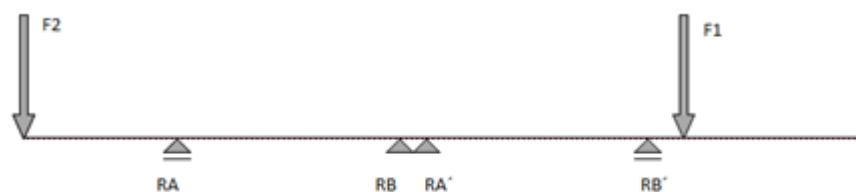


Obrázek 4.1 Schéma zvedáku při krajní poloze pro výpočet reakcí v podporách

Výpočet reakcí jsem provedl v programu ve výpočtové aplikaci v programu Autodesk Inventor Profesional 2010. Jednotlivé výsledky reakcí jsou uvedeny v tabulce 1.



Obrázek 4.2 Zjednodušené schéma s vyznačenými hlavními pevnostními uzly



Obrázek 4.3 Schéma pro uvolnění ramen

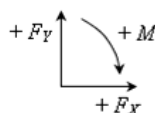
$$F_1 = F_2 = 20\,000 \text{ [N]}$$

(4.1)

kde:  $F_1, F_2 \dots \dots$  Zatěžující síly od naloženého vozíku [N]

Tabulka 2 Výstup vypočtených hodnot z programu Inventor Profesional 2010

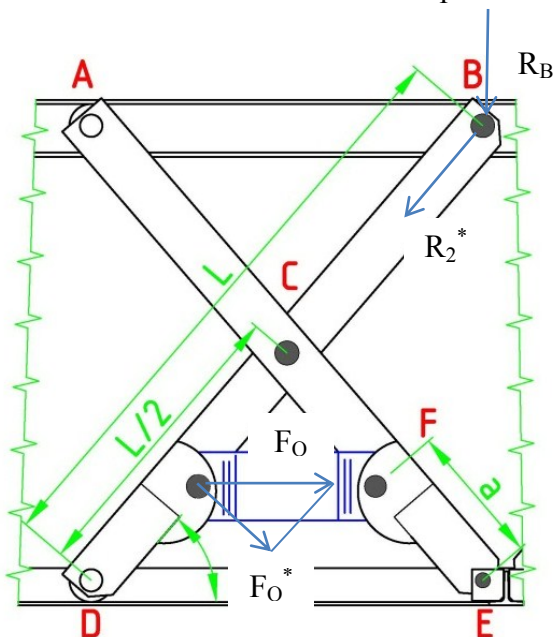
Označení	Typ podpory	Umístění od počátku	Velikost Reakční síly
RA	Volná	475 mm	-17 220 N
RB	Volná	1159 mm	19 021 N
RA'	Volná	1241 mm	5 749 N
RB'	Volná	1925 mm	12 723 N



Obrázek 4.4 Znaménková konvence souřadného systému



Pro výpočet jednotlivých reakcí v čepích je nejprve nutné vypočítat sílu  $F_O$  což je ovládací síla, kterou musí vyvinout píst aby udržel břemeno v požadované výšce. Výpočet odvodím z rovnováhy na páce. Jelikož vypočtená reakce  $R_B$  je pouze pro poloviční zatížení z důvodu souměrnosti soustavy je nutné sílu vynásobit dvakrát, ovšem pouze pro výpočet síly působící na píst. K výpočtu jsem zvolil sílu  $R_B$  jelikož se jedná o největší reakci v soustavě. Na druhém rameni bude působit už jen její reakce.



Obrázek 4.5 Schéma pro výpočet ovládací síly

$$R_2^* = 2 \cdot R_B \cdot \cos \varphi = 2 \cdot 19021 \cdot \cos 49 = 24890 \text{ [N]}$$

$$R_2^* \cdot \frac{L}{2} = F_O^* \left( \frac{L}{2} - a \right)$$

$$F_O^* = \frac{R_2^* \cdot L}{2 \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right)} = \frac{24890 \cdot 1050}{2 \cdot \left( \frac{1050}{2} - 247 \right)} = 47005 \text{ [N]}$$

$$F_O = F_O^* \cdot \cos \varphi = 47005 \cdot \cos 49 = 30837 \text{ [N]}$$

kde:  $\varphi$  ..... Úhel svírající rameno s rámem  $[\circ]$

$R_2^*$  ..... Přepočet síly do ramene [N]

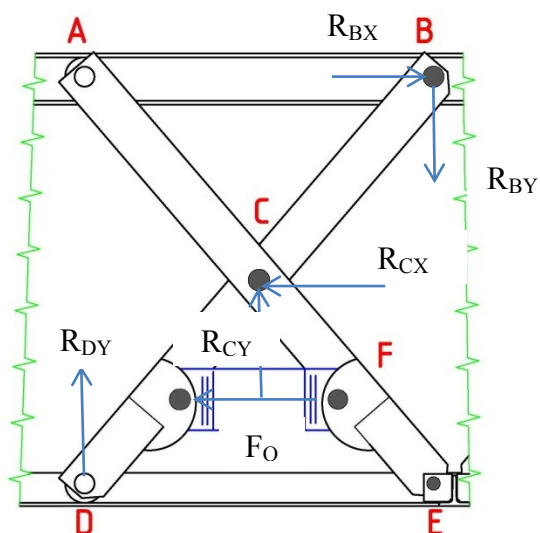
$F_O^*$  ..... Kolmá reakce ovládací síly na rameno [N]

$F_O$  ..... Výsledná ovládací síla působící na píst [N]

$L$  ..... Délka ramene nůžkového mechanismu [mm]

$a$  ..... Délka ramene, na kterém působí ovládací síla [mm]

## Uvolnění ramene č.2



Obrázek 4.6 Zavedení reakcí do ramena č.2

$$\sum F_X = 0 = R_{BX} - R_{CX} - F_O \quad (4.2)$$

$$\sum F_Y = 0 = R_{DY} + R_{CY} - R_{BY} \quad (4.3)$$

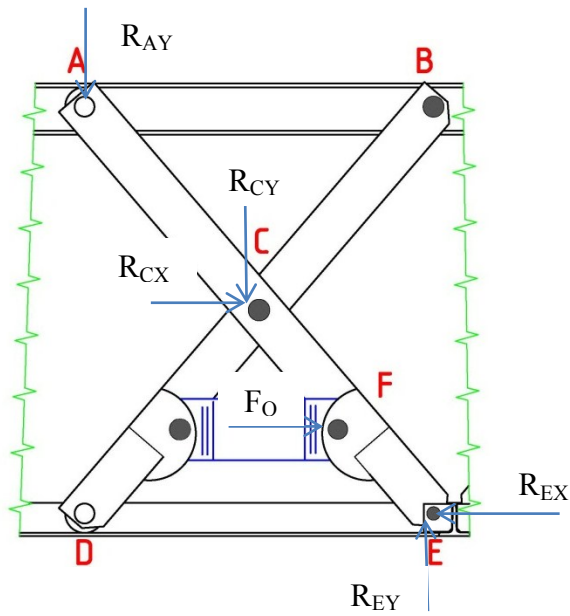
$$\sum M_C = 0 = R_{BY} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{L}{2} + R_{BX} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{L}{2} + R_{DY} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{L}{2} + F_O \sin \varphi \left( \frac{L}{2} - a \right) \quad (4.4)$$

$$R_{CX} = R_{BX} - F_O$$

$$R_{CY} = R_{BY} - R_{DY}$$

$$\begin{aligned}
 R_{DY} &= \frac{-R_{BY} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{L}{2} - R_{BX} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{L}{2} - F_O \sin \varphi \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right)}{\cos \varphi \cdot \frac{L}{2}} = \\
 &= -\frac{R_{BY} \cdot \cos \varphi}{\cos \varphi} - \frac{R_{BX} \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi} - \frac{F_O \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi} \cdot \left( \frac{L - 2a}{L} \right) \\
 R_{DY} &= -R_{BY} - R_{BX} \cdot \operatorname{tg} \varphi - F_O \operatorname{tg} \varphi \cdot \left( \frac{L - 2a}{L} \right)
 \end{aligned}$$

### Uvolnění ramene č.3



Obrázek 4.7 Zavedení reakcí do ramene č.3

$$\sum F_X = 0 = R_{CX} - R_{EX} + F_O \quad (4.5)$$

$$\sum F_Y = 0 = R_{EY} - R_{CY} - R_{AY} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_E = 0 &= -R_{AY} \cdot \cos \varphi \cdot L - R_{CY} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{L}{2} + R_{CX} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{L}{2} + \\
 &+ F_O \cdot \sin \varphi \cdot a
 \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$R_{EX} = R_{CX} + F_O$$

$$R_{EY} = R_{CY} + R_{AY}$$

Postupným dosazováním rovnic jsem vyjádřil výpočet síly  $R_{CY}$ , díky které se už snadno dopočítají ostatní síly. Kompletní výsledky všech sil jsou uvedeny v tabulce 2.

$$R_{CY} = \frac{-R_{AY} \cdot \cos \varphi \cdot L + R_{CX} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{L}{2} + F_O \cdot \sin \varphi \cdot a}{\frac{L}{2} \cdot \cos \varphi} \quad (4.8)$$

**Tabulka 3** Reakce v jednotlivých čepích

$R_{AY}$ [N]	$R_{BX}$ [N]	$R_{BY}$ [N]	$R_{CX}$ [N]	$R_{CY}$ [N]	$R_{DY}$ [N]	$R_{EX}$ [N]	$R_{EY}$ [N]	$F_O$ [N]
-17 220	-16 996	19 021	-47 832	-3 895	-18 254	-16 995	-21 115	30 837

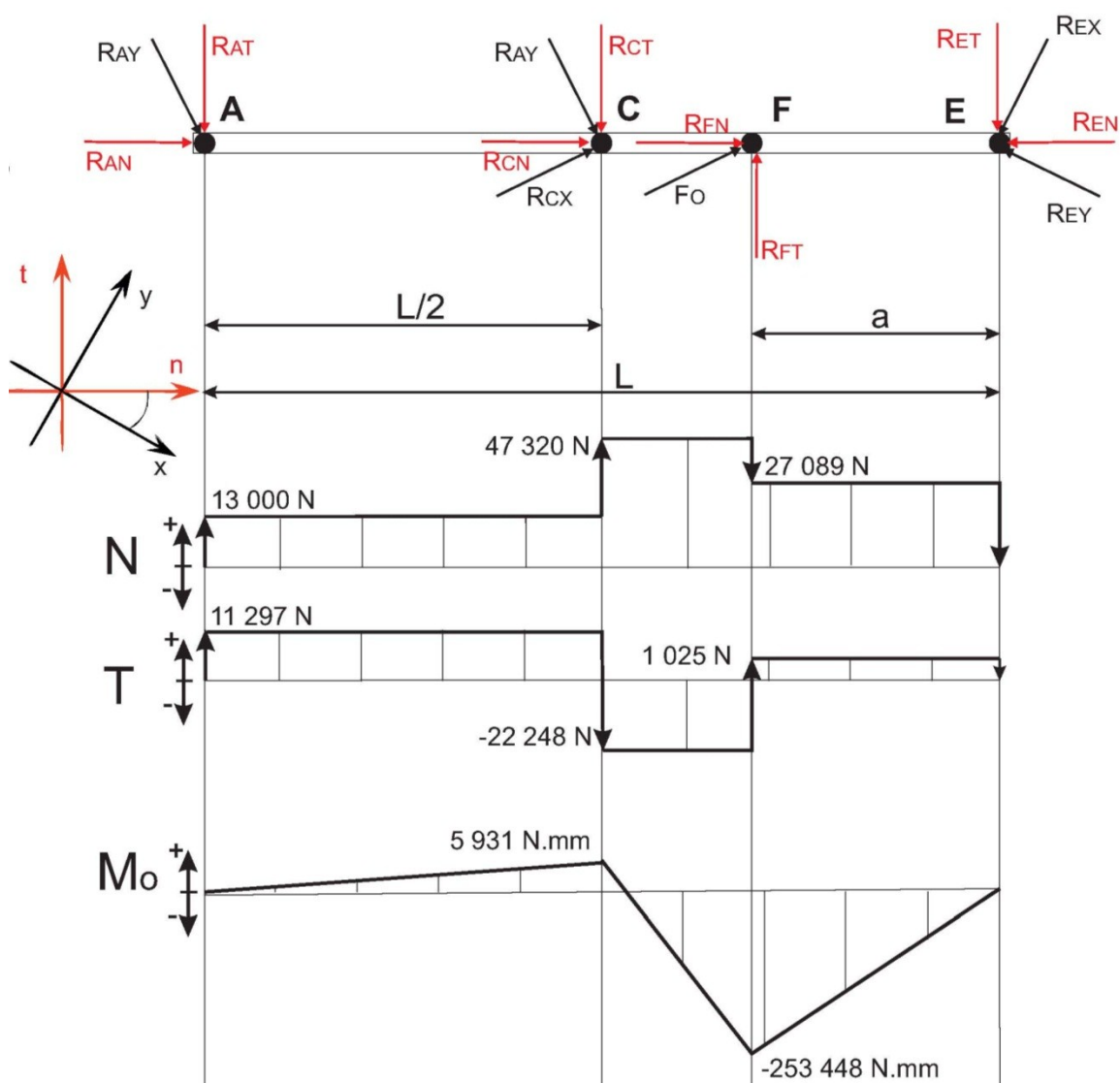
kde:  $R_{Bx}, R_{Cx}, R_{Ex}, F_O \dots\dots$  Výsledné reakce v ose x [N]

$R_{Ay}, R_{By}, R_{Cy}, R_{Ey} \dots\dots$  Výsledné reakce v ose y [N]

### 4.2 Vnitřní statické účinky [7]

Cílem tohoto výpočtu je určit místo s největšími vnitřními statickými účinky. Tyto síly budou použity v daných místech pro následné dimenzování čepů.

Vzhledem k souměrnosti soustavy provedu výpočet vnitřních statický účinku pro rameno č. 3, na které působí vyšší reakce než v rameni č. 2. Výpočet je proveden pro pracovní úhel  $\varphi=49^\circ$ .



Obrázek 4.8 Vnitřní statické účinky v rameni č. 3

Tabulka 4 Vnitřní statické účinky v jednotlivých čepích

$R_{AN}$ [N]	$R_{AT}$ [N]	$R_{CN}$ [N]	$R_{CT}$ [N]	$R_{FN}$ [N]	$R_{FT}$ [N]	$R_{EN}$ [N]	$R_{ET}$ [N]
13 000	11 297	34 320	-33 545	-20 231	23 273	-27 089	-1 025

Tabulka 5 Maximální vnitřní statické účinky v rameni č. 3

$N_{MAX}$ [N]	$T_{MAX}$ [N]	$Mo_{MAX}$ [N.mm]
47 320	-22 248	-253 448

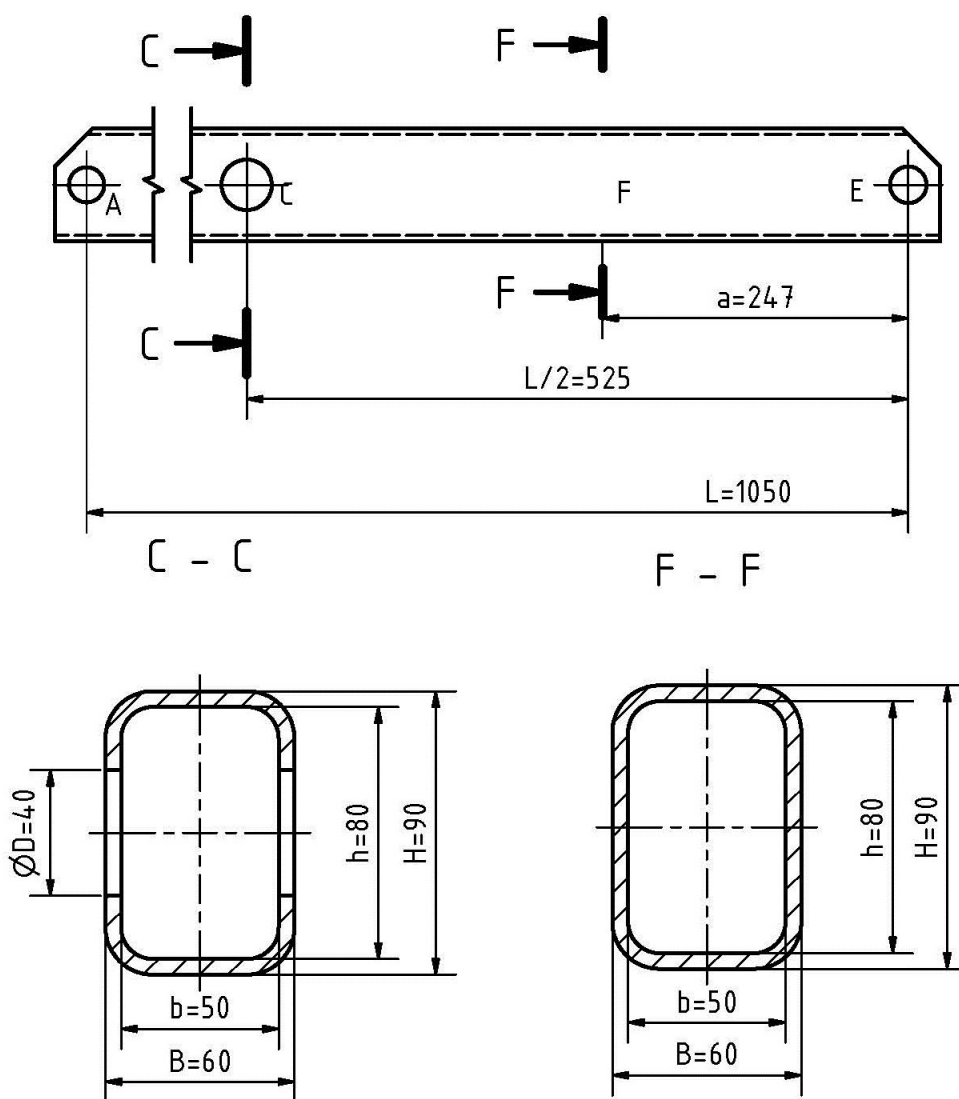
kde:  $N_{MAX}$  ..... Maximální normálová síla [N]

$T_{MAX}$  ..... Maximální tečná síla [N]

$Mo_{MAX}$  ..... Maximální ohybový moment [N.mm]

### 4.3 Pevnostní kontrola ramen

Hlavní ramena zvedacího stolu jsou vyrobeny z taženého obdélníkového profilu. Vhodně jsem zvolil rozměr profilu TR 90 x 60 x 5 ČSN EN 10 305-5 vybrán z [3]. Následně jsem provedl pevnostní kontrolu na vzpěr a kontrolu na ohyb v kritických místech.



Obrázek 4.9 Navrh ramene spolu s kritickými řezy propevnostní výpočet

## 4.3.1 Kontrola na vzpěr

Pro výpočet vzpěru bude počítáno se stejnou délkou prutu jako je skutečná vzhledem k tomu že se jedná o způsob uložení zobrazeného na obrázku 4.10. Minimální dovolenou bezpečnost volím  $k=2$ .



Obrázek 4.10 Schéma typu zatížení pro výpočet

$$J_y = \frac{B^3 \cdot H - b^3 \cdot h}{12} = \frac{60^3 \cdot 90 - 50^3 \cdot 80}{12} = 786666 \text{ [mm}^4 \text{]} \quad (4.9)$$

$$S_p = B \cdot H - b \cdot h = 60 \cdot 90 - 50 \cdot 80 = 1400 \text{ [mm}^2 \text{]} \quad (4.10)$$

$$i = \sqrt{\frac{J_y}{S_p}} = \sqrt{\frac{786666}{1400}} = 23,7 \text{ [mm]} \quad (4.11)$$

$$\lambda = \frac{L_{Red}}{i} = \frac{1050}{23,7} = 44,3 \text{ [1]} \quad (4.12)$$

$$L_{Red} = L = 1050 \text{ [mm]} \quad (4.13)$$

$$\sigma_u = 0,8 \cdot R_E = 0,8 \cdot 350 = 280 \text{ [MPa]} \quad (4.14)$$

$$\lambda_{KR} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{280}} = 86 \text{ [1]} \quad (4.15)$$

kde:  $B$  ..... Vnější šířka profilu [mm]

$b$  ..... Vnitřní šířka profilu [mm]

$H$  ..... Vnější výška profilu [mm]

$h$  ..... Vnitřní výška profilu [mm]

$S_p$  ..... Plocha profilu  $[\text{mm}^2]$

$J_y$  ..... Polární moment k ose y  $[\text{mm}^4]$

$L_{Red}$  ..... Redukovaná délka prutu  $[\text{mm}]$

$\lambda$  ..... Štíhlostní poměr  $[1]$

$\sigma_u$  ..... Napětí na mezi úměrnosti  $[\text{MPa}]$

$\lambda_{KR}$  ..... Kritický štíhlostní poměr  $[1]$

Vzhledem ke splnění podmínky  $\lambda < \lambda_{KR}$  tak následující kontrola bezpečnosti bude provedena pomocí nejpoužívanější metody dle Tetmajera. Pro výpočet je nutno znát materiálové konstanty odpovídající použitému materiálu 11 523.0 dle [7]  $a=469$ ,  $b=2,617$

$$\sigma_{KR} = \sigma_{Tet} = a_s - b_s \cdot \lambda = 469 - 2,617 \cdot 44,3 = \underline{353,1} [\text{MPa}] \quad (4.16)$$

$$\sigma_D = \frac{N_{\max}}{S} = \frac{47320}{1400} = \underline{33,8} [\text{MPa}] \quad (4.17)$$

$$k_s = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_D} = \frac{353,1}{33,8} = \underline{\underline{10,5}} [1] \quad (4.18)$$

Bezpečnost vyhovuje  $k_s \geq 2 [1]$

kde:  $\sigma_{Tet}$  ..... Tetmajerovo napětí  $[\text{MPa}]$

$\sigma_{KR}$  ..... Kritické napětí  $[\text{MPa}]$

$a_s$  ..... Konstanta pro daný druh oceli  $[1]$

$b_s$  ..... Konstanta pro daný druh oceli  $[1]$

$\sigma_D$  ..... Dovolené napětí  $[\text{MPa}]$

$k_s$  ..... Dovolená statická bezpečnost  $[1]$

### 4.3.2 Kontrola na ohyb

Rameno stolu je kontrolováno ve dvou kritických místech dle obrázku 4.9 v místech řezu C-C, kde je rameno oslabeno dírou pro středový čep, a v místě řezu F-F kde působí



síla od axiálního hydromotoru, který zajišťuje zvedání stolu. Materiál profilu volím běžnou konstrukční ocel 11 523.0 s mezí kluzu  $R_e=350\text{MPa}$

## Řez C-C

$$W_o^{C-C} = \frac{B \cdot (H^3 - D^3) - b \cdot (h^3 - D^3)}{6 \cdot H} \quad (4.19)$$

$$W_o^{C-C} = \frac{60 \cdot (90^3 - 40^3) - 50 \cdot (80^3 - 40^3)}{6 \cdot 90} = 32407 [\text{mm}^3] \quad (4.20)$$

$$M_o^{C-C} = -R_{AY} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{L}{2} =$$

$$M_o^{C-C} = -(-17220) \cdot \cos 49^\circ \cdot \frac{1050}{2} = 5931102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (4.21)$$

$$\sigma_o^{C-C} = \frac{M_o^{C-C}}{W_o^{C-C}} = \frac{5931102}{32407} = 183 [\text{MPa}]$$

kde:  $W_o^{C-C}$  ..... Modul průřezu v ohybu v místě C [ $\text{mm}^3$ ]

$M_o^{C-C}$  ..... Ohybový moment v místě C [ $\text{N} \cdot \text{mm}$ ]

$\sigma_o^{C-C}$  ..... Výsledné ohybové napětí v místě C [ $\text{MPa}$ ]

$D$  ..... Průměr otvoru v místě C [ $\text{mm}$ ]

## Řez F-F

$$W_o^{F-F} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{60 \cdot 90^3 - 50 \cdot 80^3}{6 \cdot 90} = 33596 [\text{mm}^3] \quad (4.22)$$

$$M_o^{F-F} = -R_{AY} \cdot \cos \varphi \cdot (L - a) - R_{CY} \cdot \cos \varphi \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right) + R_{CX} \cdot \sin \varphi \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right) \quad (4.23)$$

$$M_o^{F-F} = 17220 \cdot \cos 49^\circ \cdot (1050 - 247) + 3895 \cdot \cos 49^\circ \cdot \left( \frac{1050}{2} - 247 \right) - 47832 \cdot \sin 49^\circ (525 - 247) = -253448 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

(4.24)

$$\sigma_o^{F-F} = \frac{M_o^{F-F}}{W_o^{F-F}} = \frac{253448}{33596} = 8 [\text{MPa}]$$

kde:  $W_o^{F-F}$  ..... Modul průřezu v ohybu v místě F  $[\text{mm}^3]$

$M_o^{F-F}$  ..... Ohybový moment v místě F  $[\text{N.mm}]$

$\sigma_o^{F-F}$  ..... Výsledné ohybové napětí v místě F  $[\text{MPa}]$

### 4.3.3 Redukované napětí

Redukované napětí nám určí výsledné napětí z kombinovaného zatížení. Bezpečnost volím  $k=1,5$ .

#### Řez C-C

(4.25)

$$\sigma_D^{C-C} = \frac{N_{Max}}{S} = \frac{N_{Max}}{B \cdot (H - D) - b \cdot (h - D)} = \frac{47320}{1000} = 47,3 [\text{MPa}]$$

(4.26)

$$\sigma_{RED}^{C-C} = \sigma_o^{C-C} + \sigma_D^{C-C} = 183 + 47,3 = 230,3 [\text{MPa}]$$

(4.27)

$$\text{Statická bezpečnost: } k_s^{C-C} = \frac{R_E}{\sigma_{RED}^{C-C}} = \frac{350}{230,3} = 1,6 [1]$$

(4.28)

Bezpečnost vyhovuje  $k_s^{C-C} \geq 1,5 [1]$

kde:  $\sigma_D^{C-C}$  ..... Dovolené napětí v místě C  $[\text{MPa}]$

$\sigma_{RED}^{C-C}$  ..... Redukované napětí v místě C  $[\text{MPa}]$

$k_s^{C-C}$  ..... Výsledná bezpečnost v místě C  $[1]$

#### Řez F-F

(4.29)

$$\sigma_D^{F-F} = \frac{N_{Max}}{S} = \frac{N_{Max}}{B \cdot H - b \cdot h} = \frac{47320}{1400} = 33,8 [\text{MPa}]$$

(4.30)

$$\sigma_{RED}^{F-F} = \sigma_o^{F-F} + \sigma_D^{F-F} = 8 + 33,8 = 41,8 [\text{MPa}]$$

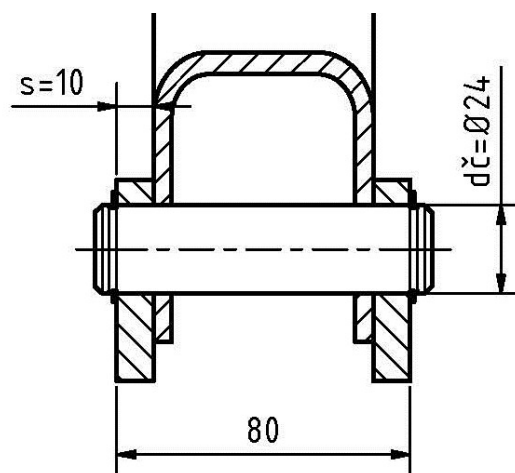
$$\text{Statická bezpečnost: } k_s^{F-F} = \frac{R_E}{\sigma_{RED}} = \frac{350}{41,8} = 8,4 [1] \quad (4.31)$$

$$\text{Bezpečnost vyhovuje } k_s^{F-F} \geq 1,5 [1] \quad (4.32)$$

kde:  $\sigma_D^{F-F}$  ..... Dovolené napětí v místě F [MPa]  
 $\sigma_{RED}^{F-F}$  ..... Redukované napětí v místě F [MPa]  
 $k_s^{F-F}$  ..... Výsledná bezpečnost v místě F [1]

## 4.4 Výpočet velikosti čepu v bodu E

Pro uchycení zvedacího ramene v místě E volím čep z chromniklové oceli 16 343 z pevností na mezí kluzu  $R_e=800$  MPa. K zajištění axiálního posuvu jsem použil pojistné kroužky. Toto je standardní zajištění běžně používané v komerčně vyráběných zvedacích stolech.



Obrázek 4.11 Schéma čepu v místě E

Maximální ohybový moment:

$$M_o^E = \frac{R_E}{2} \cdot \frac{l_E}{2} = \frac{27105}{2} \cdot \frac{70}{2} = 474337 [N \cdot mm] \quad (4.33)$$

$$R_E = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2} = \sqrt{21115^2 + 16995^2} = 27105 [N] \quad (4.34)$$

$$W_O^E = \frac{\pi \cdot d_\zeta^3}{32} \quad (4.35)$$

$$\sigma_O^E = \frac{M_O^E}{W_O^E} = \frac{M_O^E \cdot 32}{\pi \cdot d_\zeta^3} \leq \frac{R_E}{k_s} \Rightarrow [1] \quad (4.36)$$

$$d_\zeta^E = \sqrt[3]{\frac{M_O^E \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot R_E}} = \sqrt[3]{\frac{474337 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 800}} = \underline{20,8 [\text{mm}]}$$

kde:  $d_\zeta^E$  ..... Výpočtový průměr čepu v místě E [mm]  
 $R_E$  ..... Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep E [N]  
 $l_E$  ..... Délka ramene ohýbající síly [mm]  
 $W_O^E$  ..... Modul průřezu v ohybu v místě E [mm<sup>3</sup>]  
 $M_O^E$  ..... Ohybový moment v místě E [N.mm]  
 $\sigma_O^E$  ..... Výsledné ohybové napětí v místě E [MPa]

Volím čep  $\phi 24$  mm a celkové délce 92 mm.

## Kontrola na otlačení:

Dovolený tlak v přírubách  $p_{Dov} = 120 \text{ MPa}$  dle [1]

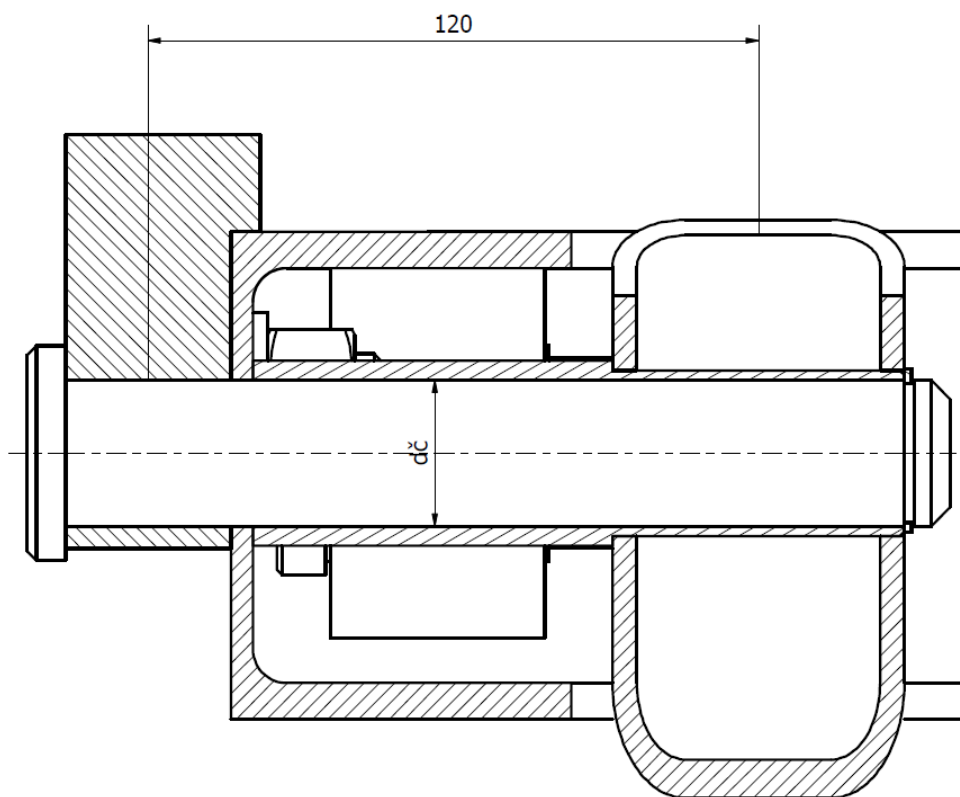
$$p^E = \frac{R_E}{S} = \frac{R_E}{2 \cdot d_\zeta^E \cdot s} \leq p_{Dov} \quad (4.37)$$

$$p^E = \frac{27105}{2 \cdot 30 \cdot 10} = \underline{45,2 [\text{MPa}]}$$

$$45,2 [\text{MPa}] \leq 100 [\text{MPa}] \rightarrow \text{vyhovuje na otlačení}$$

kde:  $p^E$  ..... Vypočítaný tlak v přírubách [MPa]  
 $s$  ..... Šířka příruby [mm]

### 4.5 Výpočet pevného čepu v bodě B



Obrázek 4.12 Schéma pevného čepu

Jedná se o pevný čep přenášející zatížení v obou osách, proto je nutno pro výpočet použít sílu  $R_B$  složenou ze složek  $R_{BX}$  a  $R_{BY}$ .

*Maximální ohybový moment:*

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{16996^2 + 19021^2} = 25508 \text{ [N]} \quad (4.38)$$

$$M_O^B = R_B \cdot l_B = 25508 \cdot 120 = 3060960 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (4.39)$$

*Výpočet průměru čepu:*

$$W_O^B = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^3}{32} \quad (4.40)$$

(4.41)

$$\sigma_{O^B} = \frac{M_{O^B}}{W_{O^B}} = \frac{M_{O^B} \cdot 32}{\pi \cdot d_{\epsilon}^3} \leq \frac{R_E}{k_S} \Rightarrow [1]$$

$$d_{\epsilon}^B = \sqrt[3]{\frac{M_{O^B} \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot R_E}} = \sqrt[3]{\frac{3060960 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 800}} = 38,8 [\text{mm}]$$

kde:  $d_{\epsilon}^B$  ..... Výpočtový průměr čepu v místě B [mm]

$R_B$  ..... Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep B [N]

$l_B$  ..... Délka ramene ohýbající síly [mm]

$W_{O^B}$  ..... Modul průřezu v ohybu v místě B [mm<sup>3</sup>]

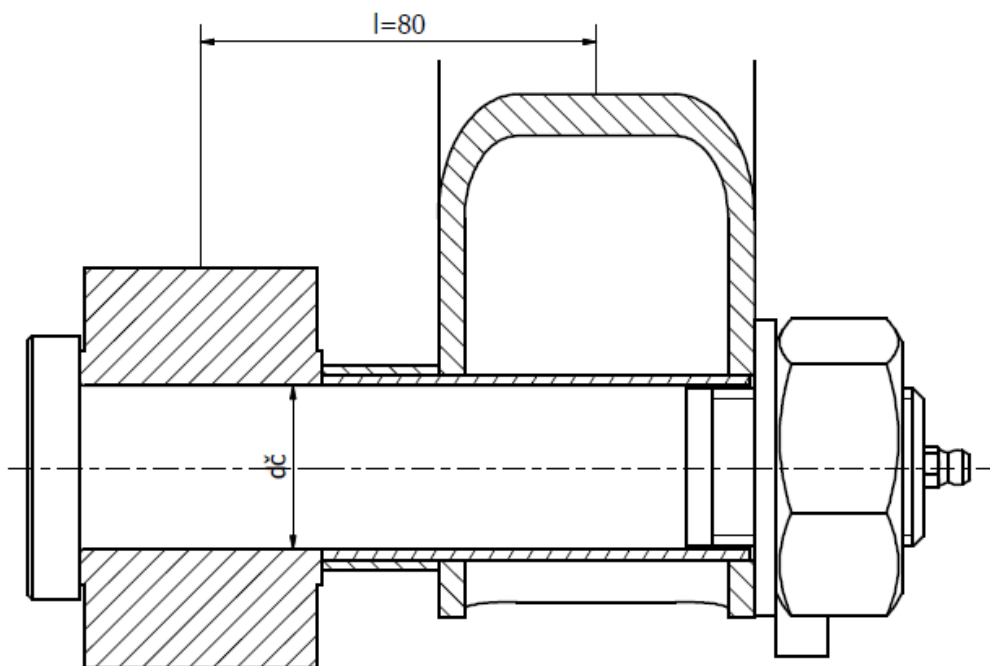
$M_{O^B}$  ..... Ohybový moment v místě B [N.mm]

$\sigma_{O^B}$  ..... Výsledné ohybové napětí v místě B [MPa]

Volím čep  $\phi$  40 mm dle ČSN EN 22341

## 4.6 Výpočet posuvného čepu v bodě A

Jedná se o posouvající se čep v U-profilu, tím pádem přenáší jenom sílu ve svislém směru  $R_{AY}$ .



Obrázek 4.13 Schéma posuvného čepu

Maximální ohybový moment:

$$R_A = R_{AY} = 17220 \text{ [N]} \quad (4.42)$$

$$M_O^A = R_A \cdot l = 17220 \cdot 80 = \underline{1377600 \text{ [N} \cdot \text{mm]}} \quad (4.43)$$

Výpočet průměru čepu:

$$W_O^A = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^3}{32} \quad (4.44)$$

$$\sigma_O^A = \frac{M_O^A}{W_O^A} = \frac{M_O \cdot 32}{\pi \cdot d_{\epsilon}^3} \leq \frac{R_E}{k_S} \Rightarrow \quad [1] \quad (4.45)$$

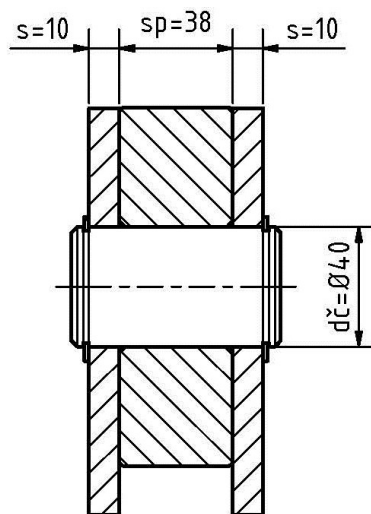
$$d_{\epsilon}^A = \sqrt[3]{\frac{M_O^A \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot R_E}} = \sqrt[3]{\frac{1377600 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 800}} = \underline{29,7 \text{ [mm]}}$$

Volím čep  $\phi 30 \text{ mm}$

kde:  $d_{\varepsilon}^A$  ..... Výpočtový průměr čepu v místě A [mm]  
 $R_A$  ..... Výsledná síla pro výpočet zatěžující čep A [N]  
 $l_A$  ..... Délka ramene ohýbající síly [mm]  
 $W_o^A$  ..... Modul průřezu v ohybu v místě A [mm<sup>3</sup>]  
 $M_o^A$  ..... Ohybový moment v místě A [N.mm]  
 $\sigma_o^A$  ..... Výsledné ohybové napětí v místě A [MPa]

### 4.7 Výpočet velikosti čepu v bodu F pro hydraulický píst

Čep v místě F kontrolují pouze na otláčení, jelikož velikost čepu je dána velikostí oka vyráběného spolu s hydromotorem, a tedy tento průměr je navržen na maximální sílu vyvinutou hydromotorem. Jedná se o čep 40 x 60 ISO 2340.



Obrázek 4.14 Schéma čepu v místě F

$$p_{otl1} = \frac{F_o}{d_{\varepsilon} \cdot s_p} \leq p_d$$

$$p_{otl1} = \frac{30837}{40 \cdot 38}$$

$$p_{otl1} = 20,3 \text{ [MPa]}$$

**20,3 [MPa] ≤ 120 [MPa] vyhovuje podmínice**

(4.46)



kde:  $p_{otl1}$  tlak vyvíjený na oko hydromotoru a čepu [MPa]

$p_d$  dovolený tlak; volím pro čep i závěs dle [1]  $p_d = 120$  [MPa]

$$p_{otl2} = \frac{F_o}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot s} \leq p_d \quad (4.47)$$

$$p_{otl2} = \frac{30837}{2 \cdot 40 \cdot 10}$$

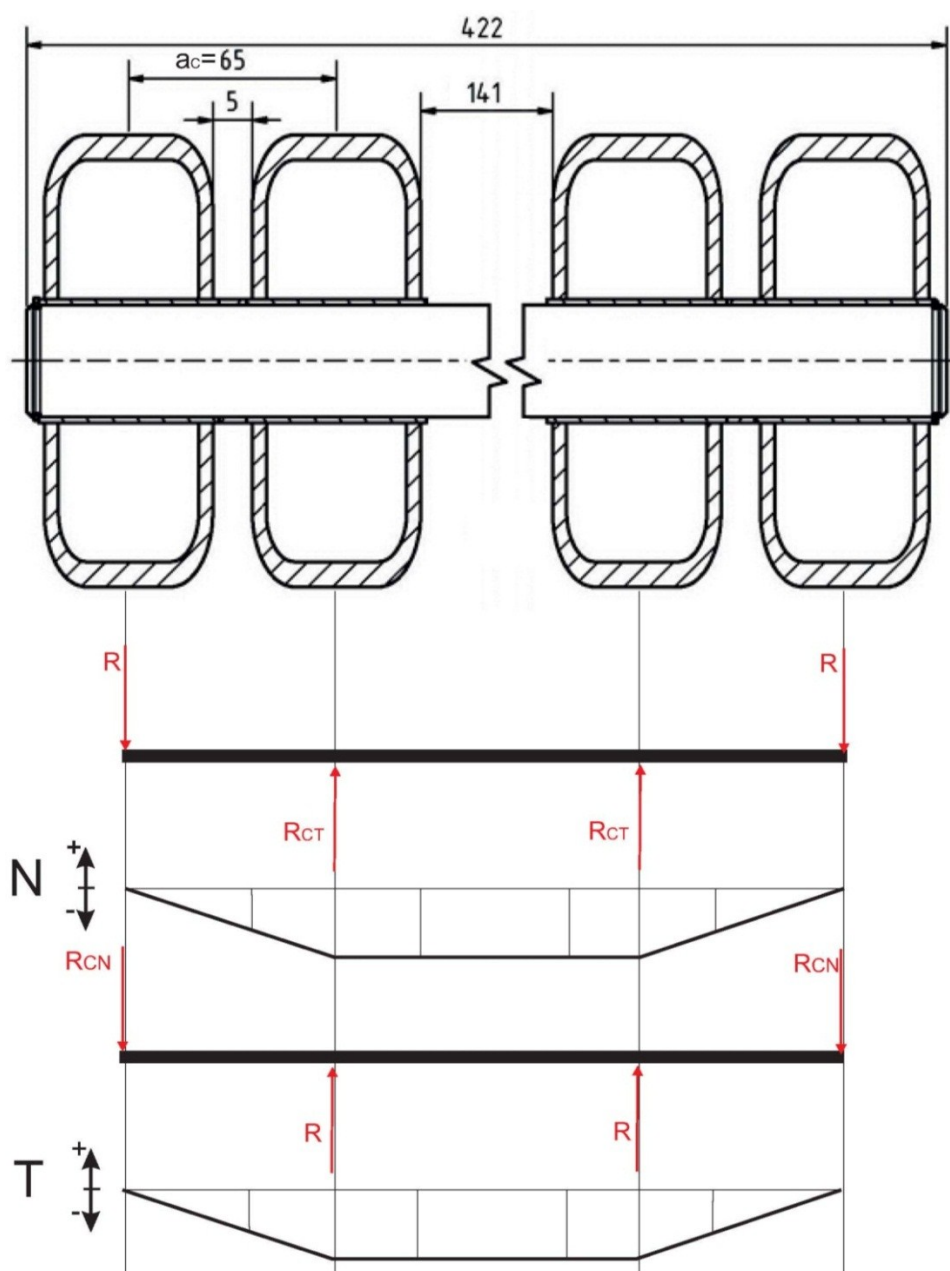
$$p_{otl2} = 38,5 \text{ [MPa]}$$

**38,5 [MPa] ≤ 120 [MPa] vyhovuje podmínce**

kde:  $p_{otl2}$  tlak vyvíjený na závěs hydromotoru a čepu [MPa]

### 4.8 Výpočet velikosti čepu v bodu C

Jedná se o středový čep, který zároveň spojuje obě strany ramen. Z důvodu zpevnění levé a pravé strany nůžkového mechanismu, jsem volil jeden dlouhý čep. Čep bude vyroben z chromniklové oceli 16 343 z pevností na mezi kluzu  $R_e=800$  MPa. K zajištění axiálního posuvu jsem použil pojistné kroužky.



Obrázek 4.15 Uložení čepu v místě C včetně průběhů sil

Ohybový moment v rovině t-z:

$$R = R_{CT} = 33545 \text{ [N]} \quad (4.48)$$

$$M_O^I = R_{CT} \cdot a_c = 33545 \cdot 65 = 2180425 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (4.49)$$

Ohybový moment v rovině n-z:

$$R = R_{CN} = 34320 \text{ [N]} \quad (4.50)$$

$$M_O^{\text{II}} = R_{CN} \cdot a_C = 34320 \cdot 65 = 2230800 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (4.51)$$

$$\begin{aligned} Mo_{RED}^C &= \sqrt{M_O^{\text{I}^2} + M_O^{\text{II}^2}} = \\ Mo_{RED}^C &= \sqrt{2180425^2 + 2230800^2} = \underline{3119410 \text{ [N} \cdot \text{mm]}} \end{aligned} \quad (4.52)$$

kde:  $M_O^{\text{I}}$  ..... Ohybové moment v tečné rovině [N.mm]  
 $M_O^{\text{II}}$  ..... Ohybové moment v normálové rovině [N.mm]  
 $Mo_{RED}^C$  ... Redukovaný ohybový moment [N.mm]  
 $a_C$  ..... Rameno ohybových momentů [mm]

*Výpočet průměru čepu:*

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^3}{32} \quad (4.53)$$

$$\sigma_O = \frac{Mo_{RED}^C}{W_O} = \frac{Mo_{RED}^C \cdot 32}{\pi \cdot d_{\epsilon}^3} \leq \frac{R_E}{k_S} \Rightarrow [1] \quad (4.54)$$

$$d_{\epsilon}^C = \sqrt[3]{\frac{Mo_{RED}^C \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot R_E}} = \sqrt[3]{\frac{3119410 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 800}} = \underline{39,1 \text{ [mm]}}$$

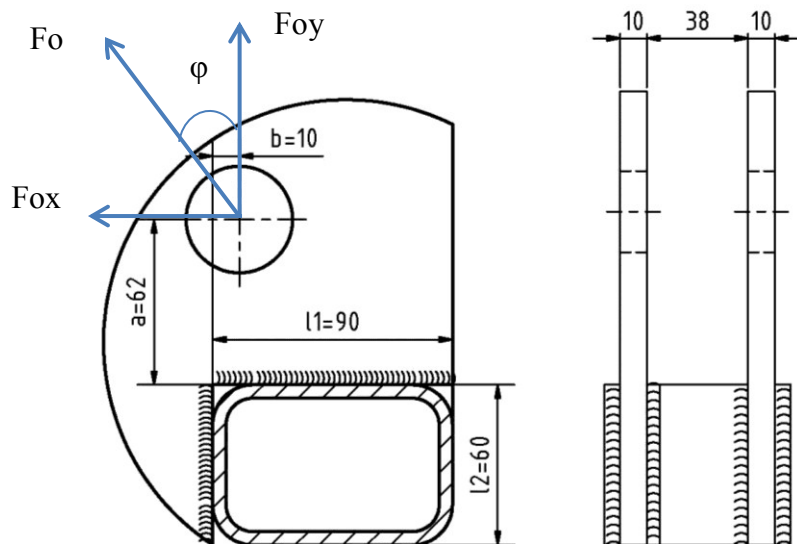
kde:  $d_{\epsilon}^C$  ..... Výpočtový průměr čepu v místě E [mm]

Volím velikost čepu  $\phi$  40 mm.

## 4.9 Kontrola svaru pro uchycení ovládacího hydraulického válce

Oka pro uchycení pístu jsou k rámu nůžkového zvedáku přivařena koutovým svarem  $a_s=5$  mm. Ten je nutno kontrolovat na síly vyvolané působením síly  $F_O$ , účinek tyto síly se projeví ohybovým namáháním, namáháním od tahové a posouvající síly, výpočet byl odvozen dle příkladu v [1,2]. Oka budou vyrobeny ze stejného materiálu

jako obdélníkové profily tedy z 11 523.0, který má zaručenou svařitelnost a pevnost v mezi kluzu  $Re=350$  MPa. Minimální bezpečnost svařovaných dílů volím  $k=2$ .



Obrázek 4.16 Schéma svarového spoje

$$F_{Ox} = F_O \cdot \sin \varphi = 30837 \cdot \sin 49 = 23273 \text{ [N]} \quad (4.55)$$

$$F_{Oy} = F_O \cdot \cos \varphi = 30837 \cdot \cos 49 = 20231 \text{ [N]} \quad (4.56)$$

Od tahové síly:

$$\tau_{11} = \frac{F_{Ox}}{S_{Sv}} = \frac{F_{Ox}}{4 \cdot a_s \cdot l_2} = \frac{23273}{4 \cdot 5 \cdot 60} = 19,4 \text{ [MPa]} \quad (4.57)$$

$$\tau_{12} = \frac{F_{Oy}}{S_{Sv}} = \frac{F_{Oy}}{4 \cdot a_s \cdot l_1} = \frac{20231}{4 \cdot 5 \cdot 90} = 11,2 \text{ [MPa]} \quad (4.58)$$

Od ohybového momentu:

$$\tau_{13} = \frac{M_{Ox}}{W_{OSv}} = \frac{F_{Ox} \cdot a}{\frac{a_s \cdot l_1^2}{6} \cdot 4} = \frac{23273 \cdot 62}{\frac{5 \cdot 90^2}{6} \cdot 4} = 53,4 \text{ [MPa]} \quad (4.59)$$

$$\tau_{\perp 4} = \frac{M_{Oy}}{W_{OSy}} = \frac{F_{Oy} \cdot a}{\frac{a_s \cdot l_2^2}{6} \cdot 4} = \frac{20231 \cdot 10}{\frac{5 \cdot 60^2}{6} \cdot 4} = \underline{16,9 [\text{MPa}]} \quad (4.60)$$

*Od posouvající síly:*

$$\tau_{//1} = \frac{F_{Ox}}{4 \cdot a_s \cdot l_1} = \frac{23273}{4 \cdot 5 \cdot 90} = \underline{12,9 [\text{MPa}]} \quad (4.61)$$

$$\tau_{//2} = \frac{F_{Oy}}{4 \cdot a_s \cdot l_2} = \frac{20231}{4 \cdot 5 \cdot 60} = \underline{16,8 [\text{MPa}]} \quad (4.62)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{\sum \tau_{\perp i}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\sum \tau_{//i}}{k_4}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2} + \tau_{\perp 3} + \tau_{\perp 4}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//1} + \tau_{//2}}{k_4}\right)^2} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \end{aligned} \quad (4.63)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{19,4 + 11,2 + 53,4 + 16,9}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{12,9 + 16,8}{0,65}\right)^2} = \underline{142,1 [\text{MPa}]}$$

*Součinitel tloušťky koutového svaru [1]:*

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,09 [1] \quad (4.64)$$

$$z = 1,4 \cdot a_s = 7 [\text{mm}] \quad (4.65)$$

*Statická bezpečnost:*

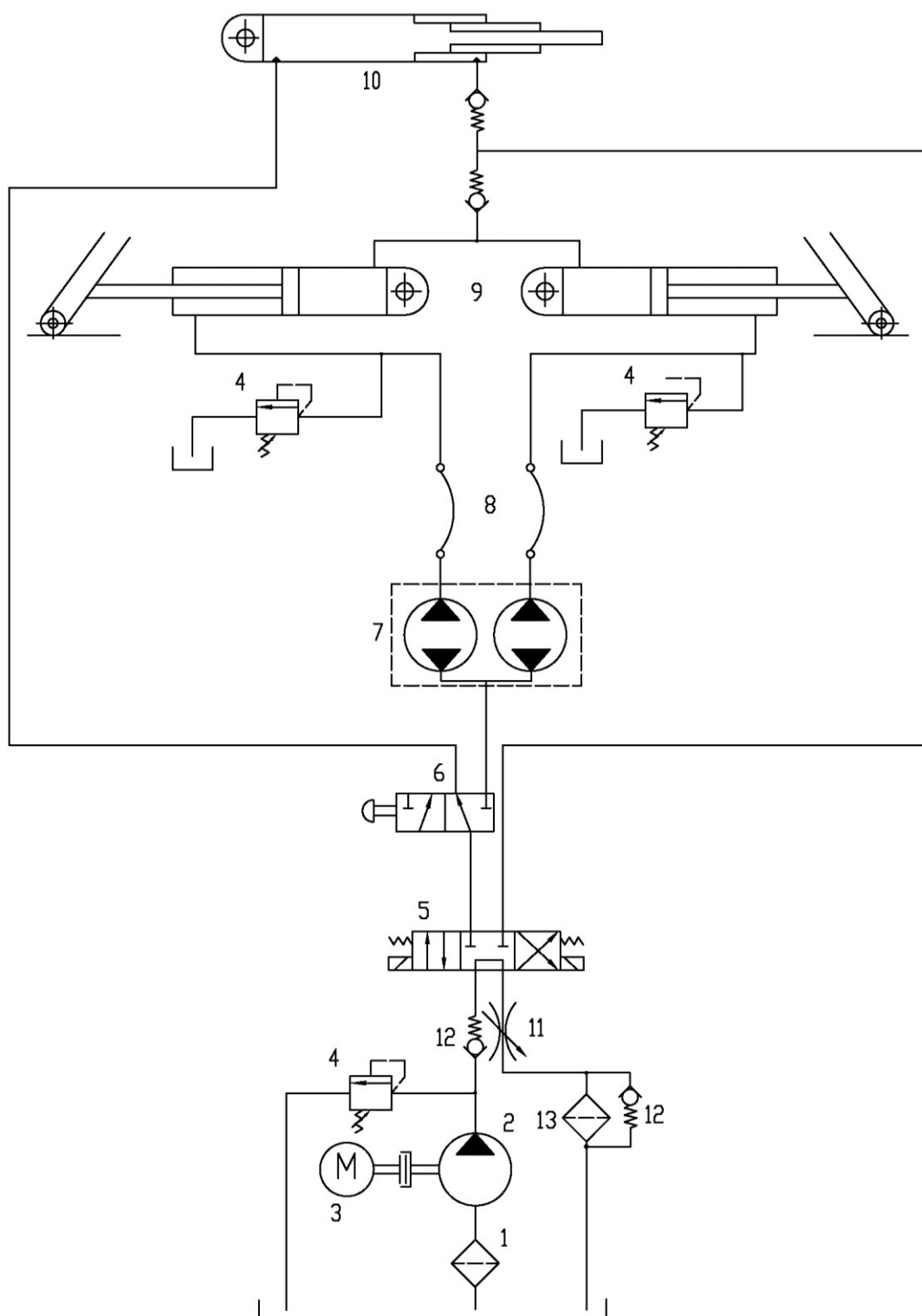
$$\sigma_{RED} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \Rightarrow k_s = \beta \cdot \frac{Re}{\sigma_{RED}} \quad (4.66)$$

$$k_s = 1,09 \cdot \frac{350}{142,1} = \underline{\underline{2,69 [1]}}$$

Bezpečnost vyhovuje.  $k_s \geq 2$  [1]

kde:  $\tau_{\perp}$  ..... Napětí od kolmo působící síly [MPa]  
 $\tau_{//}$  ..... Napětí od rovnoběžně působící síly [MPa]  
 $\sigma_{RED}$  ... Složené redukované napětí [MPa]  
 $\beta$  ..... Součinitel tloušťky koutového svaru [1]  
 $a_s$  ..... Délka nosného průřezu svaru [mm]

## 5. Návrh Hydraulického obvodu



Obrázek 5.1 Schéma hydraulického obvodu

Hydraulický obvod jsem se snažil navrhnout co nejúsporněji tak, že jsem použil jednu pohonnou jednotku pro všechny hydromotory. Přepínačem č.6 se bude přepínat průtok mezi zvedáním nůžkového mechanismu a vysouváním teleskopického hydromotoru. Z těchto hydraulických prvků by mělo být možné sestavit příslušný obvod, aby splňoval všechny požadavky. Nicméně by bylo vhodné příslušný obvod navrhnout specializovanou firmou, která se na podobné věci specializuje.

### **Specifikace jednotlivých prvků v obvodě:**

1. Sací filtr - Agro-Hytos typ AS, s připojením G2½, filtrace 100 µm [12]
2. Zubový hydrogenerátor – Jihostroj, Q-10 [13]
3. Elektromotor - Siemens 5,5 kW, 1LA7 164-2AA [18]
4. Pojistný ventil - Bosch Rexroth [5]
5. Elektromagneticky ovládaný rozvaděč – Stránský a Petržík, NL01 SS659 2 G [14]
6. Ručně ovládaný rozvaděč s aretací polohy - Stránský a Petržík, PMVN C2103 [14]
7. Dělič průtoku – Hydroma, RV-1S [15]
8. Hydraulická hadice - Hydroma[15]
9. Dvojčinný lineární hydromotor se zjišťováním polohy - Hydraulics, ZH1 70/36x300 R [6]
10. Dvojčinný lineární teleskopický hydromotor – Hydraulics, nabídka v příloze
11. Ovládaný škrticí ventil – Hydroma VCDC-H [15]
12. Odpadní středotlaký filtr se zpětným ventilem – Hydroma SPM301B6CD11B3/DV5 [15]

### **Požadavky na teleskopický HM:**

Jelikož se nejedná o katalogovou nabídku HM, tak na základě následujících požadavků jsem si nechal vypracovat nabídku od firmy Hydraulics, která je uvedena v příloze.

Přímočarý výsuvný hydromotor s výsuvnou délkou 2 500mm, který musí vyvinout min. sílu 5 000 N. Hydromotor musí být dvojčinný a jeho maximální délka po zatažení



nesmí přesahovat 1 000 mm. Pracovní cyklus HM bude maximálně 50x ročně. Rychlost vysunutí není důležitá.

### Výpočet minimální síly pro tažení vozíku: [19]

$$F_t = \xi \frac{F_n}{R} \quad (5.1)$$

$$F_t = \xi \frac{i_r \cdot F_1}{R_r} = 0,0005 \frac{4.20000}{0,05} = 800 \text{ [N]}$$

S ohledem na jiné odpory jsem do požadavků uvedl minimální sílu 5 000 N.

kde:  $F_t$  ..... Minimální třecí síla k tažení vozíku [N]

$\xi$  ..... Rameno valivého odporu [m]

$i$  ..... Počet rolen na vozíku [1]

$R_r$  ..... Poloměr rolny [m]

## 5.1 Návrh hydromotorů s pohonnou stanicí [4]

### Plocha pístu S

Tlak  $p$  volím 16 MPa (ztráty 2MPa)

$$F_{x\max} = p \cdot S_2 \text{ [N]} \quad (5.2)$$

$$S_2 = \frac{F_{x\max}}{p} = \frac{35000}{16} = 2188 \text{ [mm}^2\text{]}$$

kde:  $S_2$  ..... Výpočtová plocha HM [mm<sup>2</sup>]

$F_{x\max}$  ..... Výpočtová maximální síla působící na HM [N]

### Průměr pístu

Průměr pístnice  $d_i$  vhodně volím 36 mm dle standartních rozměrů.

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - d_p^2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.3)$$

$$D = \sqrt{\frac{4S_2}{\pi} + d_p^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2188}{\pi} + 36^2} = 63,9 \text{ [mm]}$$

Volím hydromotor ZH1 70/36x300 R od firmy Hydraulics [6].

$$S_{sk} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d_p^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (70^2 - 36^2) = 2831 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.4)$$

Přepočet maximální možné síly ve válci:

$$F_{xmax} = p \cdot S \text{ [N]} = 16 \cdot 2831 = 45289 \text{ [N]} \quad (5.5)$$

kde:  $d_p$  ..... Průměr pístnice [mm]

$D_p$  ..... Průměr pístu [mm]

$S_{sk}$  ..... Skutečná plocha mezikruží [mm<sup>2</sup>]

$D_v$  ..... Minimální vypočtený průměr pístu [mm]

### Výpočet průtoku

Volím zubový hydrogenerátor Q-10 od firmy JIHOSTROJ [13]

$$V_g = 10 \text{ cm}^3 \quad (5.6)$$

$$Q_v = V_g \cdot n \cdot \eta_{QHG} = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1455,0,93 = 13,53 \text{ [dm}^3\text{/min]} \quad (5.7)$$

kde:  $V_g$  ..... Geometrický objem čerpadla [cm<sup>3</sup>]

$Q_v$  ..... Průtok čerpadla [dm<sup>3</sup>/min<sup>-1</sup>]

$n$  ..... Otáčky elektromotoru [min<sup>-1</sup>]

$\eta_{QHG}$  ..... Průtoková účinnost čerpadla [1]

### Příkon soustavy

$$P = Q_v \cdot p_{max} \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (5.8)$$

$$P = \frac{13,53}{60} \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,9} = 4510 \text{ W} = 4,5 \text{ [kW]}$$

Volím elektromotor Siemens 5,5 kW 1LA7 164-2AA [18]

kde:  $P$  ..... Jmenovitý výkon elektromotoru [kW]

$\eta_c$  ..... Účinnost elektromotoru [1]

## Rychlost vysouvání pístnice a zvedání stolu

(5.9)

$$v_x = \frac{Q \cdot \eta_{QHM}}{i_h \cdot S_{sk}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

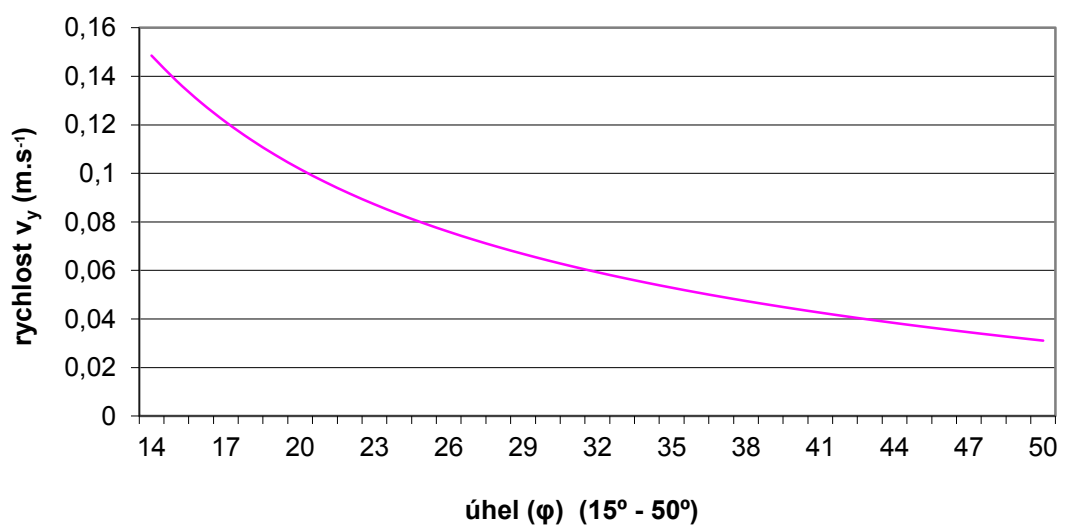
$$v_x = \frac{\frac{13,53 \cdot 10^{-3}}{60} \cdot 0,93}{2,2831 \cdot 10^{-6}} = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 37 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde:  $i_h$  ..... Počet hydromotoru v systému [1]

$\eta_{QHM}$  ..... Účinnost průtoková hydromotoru [1]

$v_x$  ..... Rychlost vysouvání hydromotoru [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

## průběh rychlosti $V_y$ při konst. $V_x$



### 6. Závěr

V diplomové práci je uveden postup efektivnější výměny podávacích válců na válcovací trati Steckel P1500. Na základě rešerše jsem zvolil vytahování válců kolmo k ose válcovací trati, na rozdíl od současného stavu, kdy dochází k demontáži části rámu navíječky a odstojení zaváděcí pravítek, což stojí mnoho času a taky delší prostoje válcovací trati. Jako nejefektivnější způsob se jevil nůžkový zvedák. Tato konstrukce je vysoce jednoduchá a tím pádem i spolehlivá což souvisí s vhodností umístění ji do válcovacího provozu.

Tento zvedák bude v době běžného provozu snížen do dolní polohy tak, aby se vešel pod kardany, které slouží k pohonu těchto válců. Při výměně válců dojde k odstranění kardanů a zvednutí stolu pomocí dvou hydromotorů. Součástí horní části zvedáku bude kolejové vedení, po kterém se bude pohybovat vozík, který vjede na druhou část kolejí, které jsou na ocelové desce, která se vsune mezi válce a dojde k uložení vždy jednoho válce na tento vozík a pomocí teleskopického hydromotoru se vozík i s kompletně nastrojeným válcem vytáhne ven. Druhý dolní válec se zdvihne portálovým jeřábem do výšky horního válce a dojde k jeho spuštění na vozík. Stejně tak i probíhá zavádění nových válců akorát v opačném sledu.

Z výše uvedeného postupu bylo potřeba navrhnout atypický nůžkový zvedák včetně vozíku a taktéž upevnění teleskopického hydromotoru na horní část zvedáku. Ve výpočtové části práce jsou zkontrolovány všechny důležité pevnostní uzly a návrh všech čepů. Dále je navržen hydraulický obvod s jednou stanicí, která bude sloužit jak pro zvedání nůžkového mechanismu, tak i pro teleskopický hydromotor pracující s vozíkem.

Při zabudování navrženého zařízení do provozu dojde k výraznému snížení času potřebného k výměně podávacích válců a bude tedy možné efektivněji plánovat výrobu, především se zmírní problém při výrobě žebříkové oceli, u které je nutné vždy měnit tyto válce.

### 7. Seznam použitých zdrojů

- [1.] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vydání, Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2.] KALÁB, Květoslav. *Konstrukční návrh a výpočet svařované ocelové konstrukce. Vysokoškolská příručka* [online]. 2004 [cit. 2011-04-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-svarkonstrukce.pdf>>.
- [3.] *ArcelorMittal Tubular Products Karviná a.s.*: [online]. 2010 [cit. 2011-04-20]. Výrobní program - Katalog výrobků. Dostupné z WWW: <<http://www.jakl.cz/index.html?module=jakl&op=katalog>>.
- [4.] KOPÁČEK, J., PAVLOK, B., *Tekutinné mechanismy*. 1. vydání, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1994. 156 s. ISBN 80-7078-238-2.
- [5.] *Rexroth Bosch Group* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Products. Dostupné z WWW: <[http://www.boschrexroth.com/business\\_units/bri/en/products/index.jsp](http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/en/products/index.jsp)>
- [6.] *HYDRAULICS s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Výroba katalogových hydromotorů. Dostupné z WWW: <[http://www.hydraulics.cz/system/pdf\\_czs/2/original/ZH1\\_str14.pdf?1260383926](http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/2/original/ZH1_str14.pdf?1260383926)>
- [7.] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1998. 173 s. ISBN 80-7078-572-1.
- [8.] POKORNÝ, Arnošt. *Hutní tvářecí stroje : Válcovací zařízení a pohony*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1987. 328 s.
- [9.] SHIGLEY, Joseph E. *Konstruování strojních součástí*. Brno : Vutium, 2010. 1157 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10.] JULIŠ, Karel. *Mechanika I.díl : Statika a kinematika*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1986. 477 s.
- [11.] *Ploché výrobky válcované za tepla : výrobní program*. Ostrava : Mittal Steel Ostrava a.s., září 2006. 25 s.

- [12.] *Argo-Hytos* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.argo-hytos.com/>>.
- [13.] *Jihostroj* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.jihostroj.com>>.
- [14.] *Stránský a Peržik* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.stranskyapetrzik.cz>>.
- [15.] *Hydroma* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.hydroma.cz/>>.
- [16.] *ArcelorMittal* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.arcelormittal.com/>>.
- [17.] Výkresová databáze společnosti ArcelorMittal Ostrava a.s., závod 16
- [18.] *Siemens* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.siemens.com/entry/cz/cz/>>.
- [19.] *Wikipedia* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Dostupné z WWW: <  
<http://cs.wikipedia.org/wiki/T%C5%99en%C3%AD>>.
- [20.] *ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Prahy: Český normalizační institut, srpen 1997. 36s.

### **POUŽITÉ PROGRAMY**

- 1) Autodesk Inventor Professional 2010
- 2) Autodesk AutoCAD Mechanical 2010
- 3) MitCalc ver. 2.31
- 4) ANSYS Workbench 12.1
- 5) Corel DRAW X3
- 6) Microsoft Excel 2010

## 8. Seznam příloh

Příloha A – Cenová nabídka teleskopického hydromotoru

Příloha B – Kopie výkresu firmy Tippins PJ03.05.01.03

Příloha C – Výkresová dokumentace

- |                               |               |
|-------------------------------|---------------|
| - Připojení stolu k navíječce | TOM 2011 – 01 |
| - Zvedací stůl                | TOM 2011 – 02 |
| - Vozík                       | TOM 2011 – 03 |

Příloha D – Přiložené CD

## Příloha A



### Nabídka vydaná NAB-2011-1-000714

List č. 1

<b>Dodavatel</b> <b>HYDRAULICS s.r.o.</b> Sehradice 217 763 23 Sehradice CZECH REPUBLIC IČ 18757537 DIČ CZ18757537		<b>Odběratel</b> <b>RUDOLF TOMŠŮ</b>  IČ DIČ	
Kontakt na odběratele: rtomsu@gmail.com			
Zodp. osoba: Pochylý Luděk mob.+420 731 616 872 tel.:+420 577 199 223 fax.:+420 577 199 212 e-mail:pochyly@hydraulics.cz			
Datum vytvoření 10.4.2011		Způsob úhrady	
Platnost nabídky 30.4.2011		Způsob dopravy	
Datum dodání 31.5.2011		Poptávka e-mail 11.3.2011	
Kód zboží / Název zboží	Množství MJ	Cena za jednotku DPH %	Cena celkem bez DPH
UP003 PCH-450/45x2500 - dvojitý teleskop	1,00 ks	350 000,00 20	350 000,00
výše uvedená cena je odhadem + pro uvedený zdvih a nulovou zástavbu vychází až 5. stupňový dvojitý teleskop - kvalifikovaný odhad + vnější průměr obalu se může vyšplhat až k hodnotě 550mm + je také velmi důležité zda provozní poloha je vertikální či horizontální + také je důležitá rychlost pohybu (se zvyšující se rychlostí roste nutná "masivnost" teleskopu)			
Cena celkem bez DPH		350 000,00	CZK
Celkem DPH		70 000,00	CZK
<b>Cena celkem s DPH</b>		<b>420 000,00</b>	<b>CZK</b>

POP-2011-1-000467

Vnější zástavbu k odsouhlasení Vám zašleme cca. 10-20. pracovních dnů po akceptování cenového odhadu - přesnou cenu jsem schopen určit až po naprosto přesném technickém zkruslení a to uděláme až v případě alespoň předběžné objednávky na výrobu nebo po přijetí objednávky na technické vyřešení vnější zástavby (cena technického návrhu je 20. 000,-Kč + DPH - v případě objednání bude tato částka odečtena od koncové ceny) - samozřejmě konečná cena může být i řádově níže než je prvotní odhad.

Termín dodání: cca. 30 - 50. pracovních dnů po přijetí závazné objednávky, dle konkrétního kapacitního vytížení v okamžiku přijetí objednávky a po Vašem odsouhlasení vnější zástavby  
 Ceny EXW Sehradice  
 Záruka: 12 měsíců od převzetí zboží  
 Vnější nátěr: černý lak  
 V případě jakýchkoliv nejasností volejte na níže uvedená telefonní čísla.

#### Razítko a podpis dodavatele

Pochylý Luděk  
 mob.+420 731 616 872  
 tel.:+420 577 199 223  
 fax.:+420 577 199 212  
 e-mail:pochyly@hydraulics.cz

HYDRAULICS s.r.o. Sehradice 217 763 23 Sehradice Czech Republic	Telefon: +420 577 199 211 Fax: +420 577 199 212 E-mail: hydraulics@hydraulics.cz Web Site: www.hydraulics.cz	Banka: RAIFFEISENBANK a.s. Účet: 2396364001/5500 IBAN: CZ365000000002396364001 SWIFT (BIC): RZBCCZPP
--	---	---